



TUGAS AKHIR - TM091585

**ANALISA KEKUATAN CHASSIS SAPUANGIN SPEED
MENGUNAKAN MATERIAL ALUMINIUM DENGAN
MENGUNAKAN METODE ELEMEN HINGGA**

**FATIH NURUDIN
NRP 2112100089**

**Dosen Pembimbing
Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA**

**JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2016**

[Halaman ini sengaja dikosongkan]



UNDERGRADUATE THESES - TM091585

STRENGTH ANALYSIS OF SAPUANGIN SPEED CHASSIS WITH ALUMINUM MATERIAL USING FINITE ELEMENT METHOD

**FATIH NURUDIN
NRP 2112100089**

**Supervisor
Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA**

**DEPARTMENT OF INFORMATICS
FACULTY OF INFORMATION TECHNOLOGY
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER**

[Halaman ini sengaja dikosongkan]

**ANALISA KEKUATAN CHASSIS SAPUANGIN SPEED
DENGAN MATERIAL ALUMUNUM DENGAN
MENGUNAKAN METODE ELEMEN HINGGA**

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
Pada Bidang Studi Teknik Konversi Energi
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

FATIH NURUDIN
NRP. 2112 100 089

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA
(NIP. 196508101991021001)

.....
(Pembimbing)

2. Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, MSc. PhD.
(NIP. 195106051978031002)

.....
(Penguji I)

3. Alief Wikarta, ST, MSc.Eng, PhD.
(NIP. 198202102006041002)

.....
(Penguji II)

4. Indra Sidharta, ST, MSc.
(198006192006041004)

.....
(Penguji III)

SURABAYA
Juni, 2016

ANALISA KEKUATAN CHASSIS SAPUANGIN SPEED MENGUNAKAN MATERIAL ALUMINIUM DENGAN MENGUNAKAN METODE ELEMEN HINGGA

Nama : ***Fatih Nurudin***
NRP : ***2112100089***
Jurusan : ***S1 Teknik Mesin FTI ITS***
Dosen Pembimbing : ***DR. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA***

ABSTRAK

Kompetisi Formula SAE adalah suatu kompetisi bagi universitas di seluruh dunia untuk mendesain, membuat, dan mengembangkan kendaraan model formula. ITS team sapuangin telah mengikuti kompetisi tersebut selama tiga kali dalam kategori internal combustion. Pada tahun 2016 ITS team sapuangin juga akan mengikuti kompetisi tersebut dengan kategori yang sama dengan menggunakan mesin berkapasitas 450cc. Stabilitas kendaraan atau Vehicle Stability merupakan aspek yang penting untuk menjuarai kompetisi Formula SAE ini. Untuk mendukung stabilitas kendaraan yang baik diperlukan chassis yang rigid tetapi ringan sehingga kendaraan menjadi lincah saat bermanuver. Sebagaimana diketahui bahwa tim dalam peringkat 5 terbaik dalam event Formula SAE Japan ini mempunyai konstruksi chassis yang relatif ringan. ITS team sapuangin selama tiga tahun telah mendesain chassis yang rigid dengan menggunakan bahan steel AISI 1020 sesuai dengan standar rule Formulas SAE Internasional. Berat chassis mobil sapuangin ini adalah antara 35-45 Kg. Untuk itu, dalam tugas akhir ini akan dilakukan simulasi desain chassis dengan menggunakan material aluminium yang memiliki massa jenis jauh lebih ringan dibandingkan dengan steel untuk mereduksi berat kendaraan sehingga kendaraan bisa bermanuver dengan baik.

Dalam tugas akhir ini akan dilakukan simulasi chassis sapuangan speed dengan menggunakan material aluminium dimulai dari proses desain chassis yang disesuaikan dengan aturan Formula SAE Internasional. Simulasi dilakukan dengan beban dan boundary condition yang telah ditentukan dalam alternative frame rule sebagai syarat desain chassis yang telah dibuat dapat memenuhi aturan yang tertuang dalam alternative frame rule. Perhitungan beban dinamis disesuaikan pada event event dalam Student Formula Japan, meliputi beban akibat akselerasi, beban belok, dan beban pengereman. Setelah itu dilakukan proses meshing pada design chassis menjadi elemen hingga dan selanjutnya simulasi bisa dilakukan.

Dari tugas akhir ini didapatkan hasil desain chassis yang telah memenuhi syarat dalam aturan alternative frame rule pada aturan formula sae internasional. Desain chassis memiliki berat 22 Kg yang lebih ringan dari chassis sebelumnya yaitu 35 Kg. Selain itu desain chassis juga memiliki nilai torsional rigidity yang lebih baik dari desain chassis sebelumnya yaitu sebesar 1359.718 Nm/deg. Pada pembebanan dinamis, pada saat akselerasi terjadi tegangan ekuivalen sebesar 91.972 MPa dan mempunyai safety factor sebesar 2.32. Pada saat pengereman terjadi tegangan ekuivalen sebesar 130.19 MPa dan mempunyai safety factor sebesar 1.64. Pada saat belok terjadi tegangan ekuivalen sebesar 136.99 MPa dan mempunyai safety factor sebesar 1.56. Dengan demikian desain chassis aman saat dilakukan pembebanan dinamis.

Kata Kunci : *sapuangan speed, chassis, alternative frame, meshing, tegangan ekuivalen, defleksi, safety factor.*

STRENGTH ANALYSIS OF SAPUANGIN SPEED CHASSIS WITH ALUMINUM MATERIAL USING FINITE ELEMENT METHOD

Nama : *Fatih Nurudin*
NRP : *2112100089*
Jurusan : *S1 Teknik Mesin FTI ITS*
Dosen Pembimbing : *DR. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA*

ABSTRACT

Formula SAE is a competition for university students around the world to design, build, and develop a formula model vehicle. ITS sapuangen team has been following the competition three times in the category of internal combustion. ITS team sapuangen 2016 will also participate in the competition of the same category by using the engine capacity of 450cc. The stability of the vehicle or the Vehicle Stability is an important aspect of winning the Formula SAE competition this. To support the stability, required a lightweight rigid chassis. As we know that the best 5 ranked team in the Formula SAE events in Japan have had a relatively lightweight chassis construction. ITS sapuangen team for three years has designed a rigid chassis using AISI 1020 steel material in accordance with the standards of the rule Formulas SAE International. Sapuangen car chassis weight is between 35-45 Kg. Therefore, in this final project will be simulated chassis design using aluminum material that has a density much lighter than the steel to reduce the weight of the vehicle so that the vehicle can bermanuver well.

In this final task, design of sapuangen speed aluminium chassis will be simulated. First, starting from the chassis design adapted to the rules of Formula SAE International. Simulations carried out with the load and boundary condition specified in the rule as a condition of alternative frame rule chassis design. Calculation of dynamic load adjusted in the event the Formula Student event in Japan, covering of acceleration, load turning,

and braking loads. After that, the proses is meshing. Meshing is proses to break the geometry of chassis into small pieces. Furthermore the chassis can be simulated in the software.

From this final project, the results chassis design that has been qualified under the rules of the frame alternative rule on the rules of international sae formula. Design chassis weighs 22 kg lighter than the previous chassis 35 Kg. Besides the design of the chassis also has a torsional rigidity value better than the previous chassis design yaituu amounted to 1359.718 Nm / deg. In dynamic loading, during acceleration occurs equivalent stress of 91.972 MPa and has a safety factor of 2.32. At the time of braking occurs equivalent stress of 130.19 MPa and has a safety factor of 1.64. At the time of turning occurs equivalent stress of 136.99 MPa and has a safety factor of 1:56. Thus chassis design safe when performed dynamic loading.

Key Words : *sapuangin speed, chassis, alternative frame, meshing, equivalent stress, safety factor.*

DAFTAR ISI

ABSTRAK	i
<i>ABSTRACT</i>	iii
KATA PENGANTAR.....	v
DAFTAR ISI	vii
DAFTAR GAMBAR	xi
DAFTAR TABEL	xvii
BAB I	
PENDAHULUAN.....	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	3
1.3 Tujuan.....	3
1.4 Manfaat.....	4
1.5 Batasan Masalah.....	4
1.6 Sistematika Laporan	4
BAB II	
KAJIAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI	7
2.1 <i>Student Formula Japan</i>	7
2.2 Aturan desain Chassis dan <i>Dynamic Event</i> Formula SAE10	
2.2.1 Geometri Chassis FSAE.....	11
2.2.2 <i>Helmet Clearance</i>	13
2.2.3 <i>95th Percentile Male Template</i>	14
2.2.4 <i>Main Roll Hoop & bracing</i>	15

2.2.5 Cockpit Area.....	16
2.2.6 Cockpit Internal Cross Section.....	17
2.2.6 Dynamic Event.....	17
2.3 Alternative Frame Rule	22
2.4 Jurnal Pengujian Chassis Formula SAE	24
2.5 Dinamika Kendaraan	32
2.5.1 Beban Statis pada Kendaraan	33
2.5.2 Center of Gravity.....	34
2.5.3 Beban Vertikal Akibat Beban Statis.....	34
2.5.4 Gaya Dorong	35
2.5.5 Beban Akibat Belok	37
2.5.6 Beban Akibat Momen Guling.....	38
2.5.7 Beban Akibat Akselerasi	40
2.5.8 Beban Akibat Pengereman	42
2.5.9 Longitudinal Transfer Load.....	43
2.6 Teori Kegagalan	45
BAB III	
METODOLOGI	49
3.1 Diagram Alir.....	49
3.2 Simulasi Alternative Frame.....	52
3.3 Simulasi Torsional Rigidity.....	55
3.4 Simulasi Berdasarkan Dinamika Kendaraan	55
3.4.1 Beban Akibat Akselerasi	55
3.4.2 Beban Akibat Pengereman	64

3.3.3 Beban Akibat Belok	72
BAB IV	
HASIL DAN ANALISA	81
4.1 Desain Chassis.....	81
4.2 Tumpuan Beban pada Chassis.....	82
4.3 Pembebanan <i>Alternative Frame Rule</i>	84
4.4 Hasil dan Analisa Pembebanan <i>Alternative Frame Rule</i> .	88
4.5 Hasil dan Analisa Simulasi <i>Torsional Rigidity</i>	97
4.6 Hasil dan Analisa Simulasi Berdasarkan Beban Dinamis	106
4.6.1 Hasil dan Analisa Simulasi Akibat Akselerasi	106
4.6.2 Hasil dan Analisa Simulasi Akibat Penegereman	115
4.6.3 Hasil dan Analisa Simulasi Akibat Belok	123
BAB V	
KESIMPULAN DAN SARAN	133
5.1 Kesimpulan.....	133
5.2 Saran.....	134
DAFTAR PUSTAKA.....	135
BIOGRAFI	137

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Mobil Formula SAE Japan	8
Gambar 2.2	Chassis sapuangan speed 4	8
Gambar 2.3	Struktur chassis utama	11
Gambar 2.4	Jenis pengujian <i>helmet clearance</i> saat <i>technical inspection</i>	14
Gambar 2.5	<i>95th percentile male template</i>	15
Gambar 2.6	Jarak minimal attachment <i>main roll hoop bracing</i>	16
Gambar 2.7	Luasan kokpit minimal	16
Gambar 2.8	Template untuk kokpit <i>internal cross</i>	17
Gambar 2.9	<i>Acceleration event</i> formula sae japan	18
Gambar 2.10	Layout lintasan <i>skidpad event</i>	19
Gambar 2.11	<i>Layout endurance</i> formula sae.....	21
Gambar 2.12	Definisi arah simulasi pembebanan <i>alternative frame rule</i>	22
Gambar 2.13	Pembebanan pada <i>main roll hoop</i>	23
Gambar 2.14	Pembebanan pada <i>front roll hoop</i>	24
Gambar 2.15	Pembebanan pada <i>side impact structure</i>	24
Gambar 2.16	Pembebanan pada <i>front bulkhead</i>	25
Gambar 2.17	Constrain pembebanan saat akselerasi.....	28
Gambar 2.18	Constrain pembebanan pada saat pengereman.	28
Gambar 2.19	Constrain pembebanan saat belok.....	29

Gambar 2.20	Distribusi letak gaya vertikal	35
Gambar 2.21	Gaya dorong kendaraan	36
Gambar 2.22	Gaya sentrifugal pada kendaraan	37
Gambar 2.23	Penomoran roda	39
Gambar 2.24	Momen guling pada kendaraan	39
Gambar 2.25	<i>Longitudinal transfer load</i>	44
Gambar 2.26	Tegangan normal tarik pada silinder	45
Gambar 2.27	Tegangan normal tekan pada silinder	45
Gambar 2.28	Tensor tegangan	46
Gambar 3.1	Diagram alir	51
Gambar 3.2	Pembebanan pada <i>main roll hoop</i>	52
Gambar 3.3	Pembebanan pada <i>front roll hoop</i>	53
Gambar 3.4	Pembebanan pada <i>side impact structure</i>	53
Gambar 3.5	Pembebanan pada <i>front bulkhead</i>	54
Gambar 3.6	Pembebanan torsional	55
Gambar 3.7	Gaya akibat berat chassis saat akselerasi	60
Gambar 3.8	Gaya akibat berat engine saat akselerasi	60
Gambar 3.9	Gaya akibat berat radiator saat akselerasi	61
Gambar 3.10	Gaya akibat berat exhaust saat akselerasi	61
Gambar 3.11	Gaya akibat berat tangki saat akselerasi	61
Gambar 3.12	Gaya akibat berat aki saat akselerasi	62
Gambar 3.13	Gaya akibat berat drivetrain saat akselerasi	62
Gambar 3.14	Gaya akibat berat steering saat akselerasi	62
Gambar 3.15	Gaya akibat berat pengendara saat akselerasi	63

Gambar 3.16	<i>Longitudinal transfer load</i> pada saat akselerasi	63
Gambar 3.17	<i>Constrain fix point</i> pada saat simulasi	64
Gambar 3.18	Gaya akibat berat chassis saat pengereman	69
Gambar 3.19	Gaya akibat berat engine saat pengereman	69
Gambar 3.20	Gaya akibat berat radiator saat pengereman	69
Gambar 3.21	Gaya akibat berat exhaust saat pengereman	69
Gambar 3.22	Gaya akibat berat tangki saat pengereman	70
Gambar 3.23	Gaya akibat berat aki saat pengereman	70
Gambar 3.24	Gaya akibat berat drivetrain saat pengereman .	70
Gambar 3.25	Gaya akibat berat steering saat pengereman	71
Gambar 3.26	Gaya akibat berat pengemudi saat pengereman	71
Gambar 3.27	<i>Longitudinal transfer load</i> pada saat pengereman	71
Gambar 3.28	<i>Constrain fix point</i> pada saat simulasi	72
Gambar 3.29	Gaya akibat berat chassis saat belok	76
Gambar 3.30	Gaya akibat berat engine saat belok	76
Gambar 3.31	Gaya akibat berat radiator saat belok	76
Gambar 3.32	Gaya akibat berat exhaust saat belok	77
Gambar 3.33	Gaya akibat berat tangki saat belok	77
Gambar 3.34	Gaya akibat berat aki saat belok	77
Gambar 3.35	Gaya akibat berat drivetrain saat belok	78
Gambar 3.36	Gaya akibat berat steering saat belok	78
Gambar 3.37	Gaya akibat berat pengemudi saat belok	78
Gambar 3.38	<i>Longitudinal transfer load</i> pada saat belok	79

Gambar 3.39	<i>Constrain fix point</i> pada saar simulasi	79
Gambar 4.1	Perbedaan desain awal chassis baru dan sebelumnya	81
Gambar 4.2	Nama tumpuan pada chassis	84
Gambar 4.3	Pembebanan pada <i>alternative frame rule</i> pada <i>main roll hoop</i>	84
Gambar 4.4	<i>Constrain alternative frame rule</i> pada <i>main roll hoop</i>	85
Gambar 4.5	Pembebanan <i>alternative frame rule</i> pada <i>front roll hoop</i>	85
Gambar 4.6	<i>Constrain alternative frame rule</i> pada <i>front roll hoop</i>	86
Gambar 4.7	Pembebanan <i>alternative frame rule</i> pada <i>front bulkhead</i>	86
Gambar 4.8	<i>Constrain alternative frame rule</i> pada <i>front bulkhead</i>	87
Gambar 4.9	Pembebanan <i>alternative frame rule</i> pada <i>side impact structure</i>	87
Gambar 4.10	<i>Constrain alternative frame rule</i> pada <i>side impact structure</i>	88
Gambar 4.11	Proses <i>meshing</i> pada desain chassis	89
Gambar 4.12	Hasil simulasi pembebanan pada <i>main roll hoop</i>	89
Gambar 4.13	Hasil simulasi pembebanan pada <i>main roll hoop</i> setelah dilakukan penambahan tebal pada <i>main roll hoop</i> dan <i>bracing</i>	91
Gambar 4.14	Pembebanan pada <i>front roll hoop</i>	92
Gambar 4.15	Pembebanan pada <i>front bulkhead</i>	93

Gambar 4.16	Penambahan struktur chassis pada struktur <i>bulkhead</i>	94
Gambar 4.17	Hasil simulasi pada <i>bulkhead</i> setelah penambahan struktur	95
Gambar 4.18	Pembebanan pada <i>side impact</i>	96
Gambar 4.19	Pembebanan pada simulasi <i>torsional rigidity</i> ..	97
Gambar 4.20	<i>Fixed point</i> pada simulasi <i>torsional rigidity</i>	98
Gambar 4.21	Proses <i>meshing</i> pada desain chassis	98
Gambar 4.22	Metode pengukuran sudut puntir saat pembebanan torsional	99
Gambar 4.23	Hasil simulasi <i>torsional rigidity</i>	100
Gambar 4.24	Grafik sudut puntir chassis pembebanan <i>torsional rigidity</i>	101
Gambar 4.25	Penambahan struktur chassis antara <i>front roll hoop</i> dan <i>main roll hoop</i>	102
Gambar 4.26	Hasil simulasi <i>torsional rigidity</i> setelah penambahan struktur.....	103
Gambar 4.27	Grafik sudut puntir setelah penambahan struktur chassis	104
Gambar 4.28	Grafik perbandingan sudut puntir sebelum dan setelah penambahan struktur	105
Gambar 4.29	Pemberian beban pada chassis dan <i>constrain</i> akibat akselerasi	107
Gambar 4.30	Proses <i>meshing</i> pada desain chassis.....	111
Gambar 4.31	Hasil simulasi dengan pembebanan saat akselerasi	111
Gambar 4.32	Perbandingan tegangan terbesar yang terjadi pada saat akselerasi	113

Gambar 4.33	Bentuk tumpuan arm pada desain chassis baru	113
Gambar 4.34	Perbandingan tegangan pada kokpit desain chassis lama dan baru	114
Gambar 4.35	Pemberian beban pada chassis dan constrain akibat pengereman	116
Gambar 4.36	Proses <i>meshing</i> pada desain chassis	119
Gambar 4.37	Hasil simulasi dengan pembebanan saat pengereman	120
Gambar 4.38	Perbandingan tegangan terbesar yang terjadi pada saat pengereman	121
Gambar 4.39	Bentuk tumpuan arm pada desain baru	122
Gambar 4.40	Perbandingan tegangan pada kokpit desain chassis lama dan baru	122
Gambar 4.41	Pemberian beban pada chassis dan constrain akibat belok	124
Gambar 4.42	Proses <i>meshing</i> pada desain chassis	127
Gambar 4.43	Hasil simulasi dengan pembebanan saat belok	128
Gambar 4.44	Perbandingan tegangan yang terjadi pada saat belok	129
Gambar 4.45	Bentuk tumpuan arm pada desain chassis baru	130
Gambar 4.46	Perbandingan tegangan pada kokpit desain chassis lama dan baru	130

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1	Data kendaraan tim peringkat 5 besar formula sae japan 2015	9
Tabel 2.2	Perbandingan chassis dengan material steel dan alumuinium	12
Tabel 2.3	Boundary condition pada pengujian chassis chitkara team fsae	26
Tabel 2.4	Hasil simulasi desain chassis chitkara fsae	27
Tabel 2.5	Hasil simulasi chassis sapuangen speed 3	29
Tabel 2.6	Perbandingan jurnal pengujian chassis fsae.....	30
Tabel 2.7	Pembebanan dan boundary condition chassis sapuangen speed	32
Tabel 2.8	Beban statis pada mobil sapuangen speed.....	33
Tabel 3.1	Perbandingan capaian waktu mobil sapuangen speed dan tu graz.....	56
Tabel 3.2	Gaya inersia akibat akselerasi.....	57
Tabel 3.3	Gaya vertical dari beban yang bertumpu pada chassis fsae.....	58
Tabel 3.4	Gaya inersia akibat pengereman	65
Tabel 3.5	Gaya vertical dari beban beban yang bertumpu pada chassis	66
Tabel 3.6	Gaya inersia akibat belok.....	73
Tabel 3.7	Gaya vertical dari beban beban yang bertumpu pada chassis	74
Tabel 4.1	Hasil simulasi <i>alternative frame rule</i>	96

Tabel 4.2	Hasil simulasi <i>torsional rigidity</i>	100
Tabel 4.3	Hasil simulasi <i>torsional rigidity</i>	104
Tabel 4.4	Perbandingan <i>torsional rigidity</i> chassis SAS 3 dan chassis baru	105
Tabel 4.5	Hasil perhitungan beban saat akselerasi.....	110
Tabel 4.6	Perbandingan tegangan tegangan yang terjadi pada saat akselerasi.....	114
Tabel 4.7	Hasil perhitungan beban saat pengereman.....	118
Tabel 4.8	Perbandingan tegangan tegangan yang terjadi pada saat pengereman.....	123
Tabel 4.9	Hasil perhitungan beban saat belok	126
Tabel 4.10	Perbandingan tegangan tegangan yang terjadi pada saat belok	131

BAB I

PENDAHULUAN

Dalam bab 1 ini akan dijelaskan mengenai latar belakang dari topik tugas akhir ini yaitu bagaimana mengembangkan desain chassis sapuangen speed 4. Selain itu berisi tentang tujuan, rumusan masalah, dan manfaat yang dapat diperoleh dari tugas akhir ini.

I.1 Latar Belakang

Formula SAE Competition adalah suatu kompetisi bagi universitas di seluruh dunia untuk mendesain, membuat, dan mengembangkan kendaraan formula. ITS team sapuangen telah mengikuti kompetisi tersebut selama tiga kali dalam kategori internal combustion. Pada tahun 2016 ITS team sapuangen juga akan mengikuti kompetisi tersebut dengan kategori yang sama dengan menggunakan *engine* berkapasitas 450cc.

Stabilitas kendaraan atau *Vehicle Stability* merupakan aspek yang penting untuk menjuarai kompetisi Formula SAE ini. Untuk mendukung stabilitas kendaraan yang baik diperlukan chassis yang rigid tetapi ringan sehingga kendaraan menjadi lincah saat bermanuver. Sebagaimana diketahui bahwa tim dalam peringkat 5 terbaik dalam event Formula SAE Japan ini mempunyai konstruksi chassis yang relatif ringan dengan rata rata berat kendaraan 160-180 Kg dan berat chassis antar 23-28 kg bahkan peringkat 6 terbaik dunia saat ini rata rata berat chassis sekitar 18-20 Kg dengan menggunakan *monocouqe*. Namun dengan berat chassis yang ringan tersebut rigiditas chassis harus tetap tinggi sehingga bisa bermanufer dengan baik. ITS team sapuangen selama tiga tahun telah mendesain chassis yang rigid dengan menggunakan bahan steel AISI 1020 sesuai dengan standar rule Formulas SAE Internasional. Berat chassis mobil sapuangen ini adalah antara 35-45 Kg. Pengembangan desain kendaraan selanjutnya adalah bagaimana mendesain kendaraan

yang ringan sehingga mobil sapuangin ini bisa bermanuver dengan baik.

Chassis adalah komponen yang cukup dominan dalam berat kendaraan sehingga pengurangan berat bisa dilakukan dengan mendesain chassis yang ringan. Pada tahun 2017 pengembangan desain chassis mobil sapuangin menggunakan material aluminium. Aluminium mempunyai massa jenis yang jauh lebih ringan dibandingkan dengan steel. Aluminium mempunyai massa jenis sekitar 2700 kg/m^3 . Target berat dari desain chassis yang baru adalah 23-28 Kg. Namun hal itu tentu dengan tidak mengesampingkan rigiditas dari chassis itu sendiri.

Beberapa ahli dan peneliti menjelaskan definisi tentang chassis. **K. Rajasekar dan R. Saravanan (2014)** menjelaskan bahwa chassis adalah anggota struktural yang paling penting dalam kendaraan berjalan. Semua beban yang dihasilkan oleh komponen lain dari kendaraan ditransferkan hanya ke chassis. Jadi, struktur chassis harus kuat untuk berdiri dengan beban dalam kondisi statis dan dinamis. Dalam sebagian besar kendaraan berjalan, penampang struktur chassis adalah seragam terlepas dari beban variabel. Untuk mengatasi kegagalan berlebihan dalam struktur chassis dan menjamin keamanan, variabel struktur bagian chassis harus dirancang berdasarkan beban variabel sepanjang kendaraan.

Terdapat aturan dalam kompetisi Formula SAE yang telah dibuat khususnya untuk material chassis, diameter, dan tebal untuk tiap material yang diijinkan. Dari aturan tersebut dapat diketahui seberapa kekuatan chassis dari pembebanan yang sesungguhnya yang terjadi saat kendaraan bermanuver maupun saat akselerasi melalui simulasi numerik.

I.2 Rumusan Masalah

Rumusan masalah dalam penulisan tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Bagaimana mendesain chassis sapuangen speed dengan menggunakan material alumunium agar lebih ringan namun tetap memperhatikan rigiditas dari chassis itu sendiri.
2. Bagaiamna mengetahui kekuatan chassis dengan menggunakan pembebanan sesuai dengan *Alternative frame rule* pada aturan SAE Internasional dan apabila menggunakan pembebanan pada kondisi sebenarnya baik statis maupun dinamis.

I.3 Tujuan

Tujuan dari penulisan tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Untuk mendesain chassis sapuangen speed dengan menggunakan material alumunium agar lebih ringan namun tetap memperhatikan rigiditas dari chassis itu sendiri.
2. Untuk mengetahui kekuatan chassis dengan menggunakan pembebanan sesuai dengan *Alternative frame rule* pada aturan SAE Internasional dan pembebanan pada kondisi sebenarnya baik statis maupun dinamis.
3. Untuk memberikan rekomendasi desain chassis kepada its team sapuangen dengan menggunakan material aluminium.

I.4 Manfaat

Manfaat penelitian dari tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Sebagai media pembelajaran bagaimana untuk mengembangkan design chassis dalam kompetisi Formula SAE.
2. Sebagai media untuk mendalami pengetahuan dalam bidang otomotif.
3. Memberikan rekomendasi desain chassis mobil sapuangin dengan menggunakan material alumunium.

I.5 Batasan Masalah

Batasan masalah dalam penulisan tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Design chassis berdasarkan aturan dari Rule SAE Internasional 2016.
2. Material yang digunakan adalah Alumunium.
3. Material dianggap homogeny dan isotrop.
4. Perubahan sifat material karena perubahan temperature diabaikan.

I.6 Sistematika Laporan

Adapun sistematika laporan dalam penulisan tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Bab I Pendahuluan
Berisikan latar belakang, rumusan masalah, tujuan penulisan batasan masalah serta sistematika penulisan.
2. Bab II Tinjauan Pustaka
Berisikan teori-teori pendukung yang digunakan dalam menyusun tugas akhir ini.
3. Bab III Metodologi
Berisikan prosedur pelaksanaan pengujian dan pengambilan data serta prosedur analisa.
4. Bab IV Hasil dan Analisa

Berisikan perhitungan, simulasi, dan pembahasan dari hasil analisa kekuatan dan torsional rigidity chassis Sapuangin Speed 3.

5. Bab V Kesimpulan dan Saran

Berisikan kesimpulan dari seluruh analisis dan evaluasi yang telah dilakukan serta berisikan saran untuk pengembangan penelitian selanjutnya.

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI

Dalam Bab 2 ini akan dijelaskan mengenai event *Student formula Japan* yaitu sebuah kompetisi untuk mendesign, membuat, dan mengevaluasi kelincahan dan kecepatan mobil dalam berbagai lintasan. Ada berbagai aturan dalam pembuatan mobil dalam event ini sehingga keamanan pengendara akan terjamin. Desain chassis harus memenuhi aturan Formula SAE Internasional baik geometri, material, maupun kekuatan apabila menggunakan alternatif material, misal dengan menggunakan aluminium ataupun *monocouqe*. Simulasi chassis juga diperlukan sebelum melakukan manufaktur untuk menganalisis kekuatan dan rigiditas sehingga mobil bisa bermanuver dengan baik dalam berbagai macam lintasan.

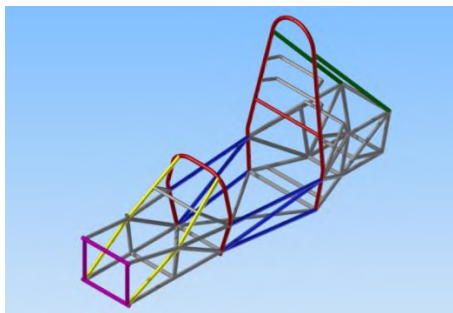
2.1 Student Formula Japan

Student Formula Japan adalah sebuah kompetisi untuk mahasiswa yang diselenggarakan oleh *Society Automotive Engineering (SAE) Internasional*. Kompetisi ini dimulai pada tahun 2003 dan bertempat di ECOPA (Ogayasama Sport Park), Shizouka Prefecture, Japan. Konsep dari kompetisi ini adalah bagaimana mendesain mobil balap dengan model formula. Setiap tim akan melakukan pengujian terhadap mobil balap untuk mengevaluasi kelincahan dan kecepatan saat di lintasan. ITS Team sapuangan telah mengikuti kompetisi ini sebanyak tiga kali pada tahun 2013, 2014, dan 2015. Oleh karena itu, pengembangan mobil dilakukan untuk mencapai target masuk ke dalam kelas A (enam besar mobil dengan perolehan point terbanyak).



Gambar 2.1 Mobil Formula SAE Japan (*Nagoya University*)

Pengembangan mobil difokuskan pada dinamika kendaraan, meliputi stabilitas kendaraan (*vehicle dynamic*) maupun ketahanan (*endurance*) mobil itu sendiri. Chassis merupakan bagian dari pendukung stabilitas kendaraan karena semua beban yang terjadi saat mobil berjalan akan bertumpu pada kekuatan chassis. Desain chassis harus rigid dan kuat. Namun, chassis yang kuat akan lebih berat karena konstruksinya yang rigid dengan penambahan banyak elemen elemen penguat. Oleh karena itu, untuk mencapai hal tersebut, desain chassis bisa dilakukan dengan menggunakan material yang lebih ringan namun dengan tidak mengabaikan rigiditas dari chassis itu sendiri.



Gambar 2.2 Chassis sapuangan speed 4

Berikut ini merupakan data kendaraan tim peringkat 5 besar Formula SAE Japan tahun 2015:

Tabel 2.1 Data Kendaraan Tim Peringkat 5 Besar FSAE Japan 2015 (*Fsae website*)

Peringkat	Nama tim	Akselerasi	Skidpad	Endurance	Berat Kendaraan	Material chassis
1	<i>Graz Institute of Technology</i>	4.19	5.033	1250.28	155 Kg	<i>Mono couq e</i>
2	<i>Kyoto Institute of Technology</i>	4.876	5.055	1314.72	170 Kg	Alum uniu m
3	<i>Nagoya Institute of Technology</i>	4.696	5.163	1305.26	185 Kg	<i>Steel</i>
4	<i>Doshisha University</i>	4.591	5.208	1498.88	240 Kg	<i>Steel</i>
5	<i>Osaka University</i>	4.484	5.199	1442.71	210 Kg	<i>Steel</i>

Dari tabel dapat dilihat bahwa rata rata berat kendaraan sekitar 155 sampai 210 Kg. Sedangkan mobil sapuan speed 3 memiliki berat kendaraan 235 Kg dan berat chassis 40 Kg. Karena chassis memiliki presentase berat yang cukup dominan yaitu antara 15-25 persen, maka pengembangan mobil dari segi pengurangan berat diutamakan pada chassis, sehingga dengan kendaraan yang ringan menjadikan mobil akan mudah bermanuver saat berada di lintasan.

Pemilihan material menjadi penting untuk pengembangan chassis mobil Formula SAE ini. Struktur chassis yang rigid dengan material yang ringan akan mendukung stabilitas dan juga kecepatan mobil. Standard material untuk kompetisi ini adalah steel dengan kandungan karbon minimal 0,1%. Dalam peraturan desain mobil Formula SAE ini juga meliputi standar geometri baik menggunakan pipa maupun hollow segiempat. Namun apabila menggunakan material jenis lain, misalnya alumunium maupun *monocouqe*, harus menyertakan desain dan simulasi dari desain chassis dalam berkas *Alternative Frame Rule*.

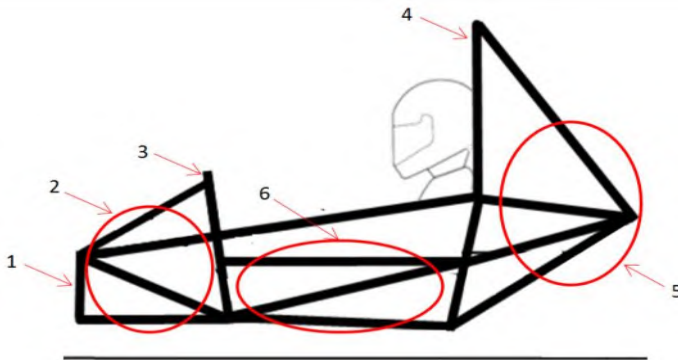
Simulasi kekuatan chassis dilakukan dengan cara memberikan beban beban yang terjadi baik beban statis maupun dinamis saat mobil berjalan di dalam lintasan. Beban beban tersebut nantinya akan diberikan pada tiap titik pada chassis dimana beban tersebut terjadi. Dari simulasi dengan nilai beban statis yang telah ditentukan dalam rule Formula sae internasional itu dapat diketahui apakah defleksi maksimal desain chassis sudah sudah memenuhi syarat yang ditetapkan. Simulasi beban dinamis juuga dilakukan untuk mengetahui seberapa kuat dan rigid desain chassis yang telah dibuat. Nantinya simulasi ini akan dijadikan pedoman dalam merancang chassis.

2.2 Aturan Desain Chassis dan *Dynamic Event* Formula SAE

Dalam peraturan desain chassis mobil Formula SAE, keamanan pengemudi adalah hal yang paling utama. Selain itu, juga untuk menopang beban yang terjadi saat kendaraan melaju pada lintasan, baik saat berbelok, berakselerasi, maupun saat deselerasi atau pengereman. Oleh karena itu struktur, material, dan kekuatan dari chassis harus memiliki desain tertentu. Standard material dan geometri atau struktur chassis tertuang dalam rule Fomula SAE Internasional.

2.2.1 Geometri Chassis FSAE

Dalam event Formula sae ini, struktur chassis yang harus ada diantaranya adalah sebagai berikut:



Gambar 2.3 Struktur chassis utama (*Fsae rule 2016*)

1. *Bulkhead*
2. *Front roll hoop bracing & support*
3. *Front roll hoop*
4. *Main roll hoop*
5. *Main roll hoop bracing & support*
6. *Side impact structure*

Desain di atas adalah struktur minimal yang harus ada dalam desain chassis Formula SAE. Struktur lainnya ditambahkan untuk menopang komponen komponen seperti *engine*, *Drivetrain*, pedal, dan juga beban beban yang terjadi saat kendaraan berjalan. Material yang digunakan bisa menggunakan satandard Formula SAE yaitu steel dengan karbon minimal 0,1% atau bisa juga dengan menggunakan material alternatif lainnya misalnya dengan aluminium.

Di bawah ini merupakan perbandingan geometri minimal yang harus digunakan antara menggunakan material steel dan aluminium.

Tabel 2.2 Perbandingan chassis dengan material steel dan aluminium (*Fsae rule 2016*)

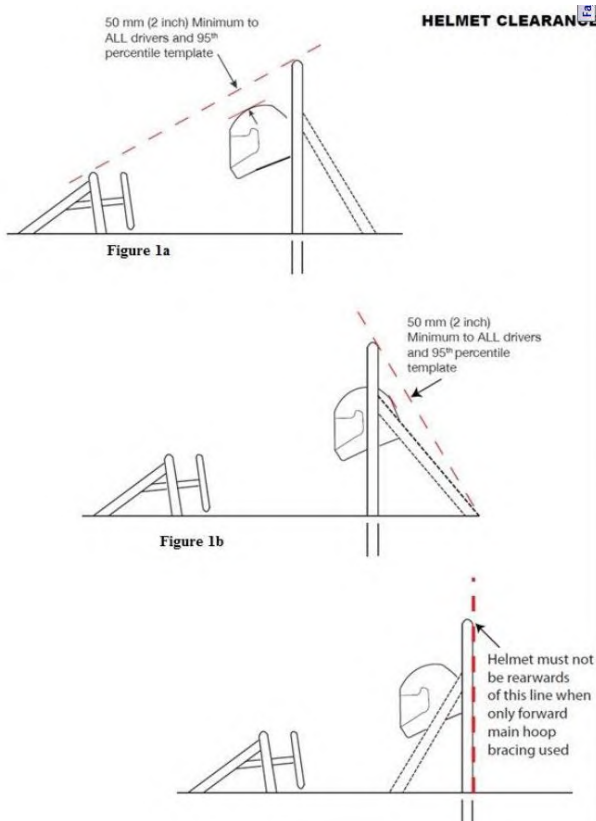
No	Nama	Ukuran minimal	
		<i>Steel</i>	Aluminium
1	<i>Bulkhead</i>	Ø25.4mm x 1.6mm Atau Ø25mm x 1.75mm Atau Square 25.0 mm x 25.0 mm x 1.20 mm	Ø25.4mm x 3mm
2	<i>Front roll hoop bracing</i>	Ø25.4mm x 1.6mm Atau Ø25mm x 1.75mm	Ø25.4mm x 3mm
3	<i>Front roll hoop</i>	Ø25.4mm x 2.4mm Atau Ø25mm x 2.5mm	Ø25.4mm x 3mm
4	<i>Main roll hoop</i>	Ø25.4mm x 2.4mm Atau Ø25mm x 2.5mm	Steel Ø25.4mm x 2.4mm Atau Ø25mm x 2.5mm
5	<i>Main roll hoop</i>	Ø25.4mm x 1.6mm	Steel

	<i>bracing</i>	Atau Ø25mm x 1.75mm	Ø25.4mm x 1.6mm Atau Ø25mm x 1.75mm
6	<i>Side Impact</i>	Ø25.4mm x 1.6mm Atau Ø25mm x 1.75mm	Ø25.4mm x 3mm

Selain ukuran minimal, dalam peraturan pembuatan desain chassis Formula SAE ini adalah geometri yang harus mempunyai struktur tertentu untuk memberikan safety pada pengendara. Semua komponen yang penting harus terlindung di dalam frame struktur dari chassis. Struktur geometri chassis dalam rule Formula SAE ini antara lain adalah sebagai berikut.

2.2.2 Helmet clearance

Helmet clearance adalah batas minimum helm pengemudi dengan garis tarik antara *main roll hoop* dengan *front roll hoop* yaitu minimal 5 cm. Struktur seperti ini bertujuan untuk melindungi pengendara saat terjali guling. Saat melakukan pengujian *helmet clearance* pada saat *technical inspection* akan digunakan *template 95th percentile male* atau dengan pengendara yang memiliki tubuh paling tinggi. Template akan dimasukkan ke dalam posisi pengendara dan diukur *helmet clearance* nya. *Helmet clearance* juga diukur pada posisi belakang *main roll hoop* apabila posisi helm pengendara masuk ke dalam pipa *main roll hoop* jika dilihat dari samping. Apabila *main roll hoop bracing* berada di depan dari *main roll hoop*, maka posisi *head rest* (sandaran helm) harus berada di depan dari permukaan pipa *main roll hoop*.

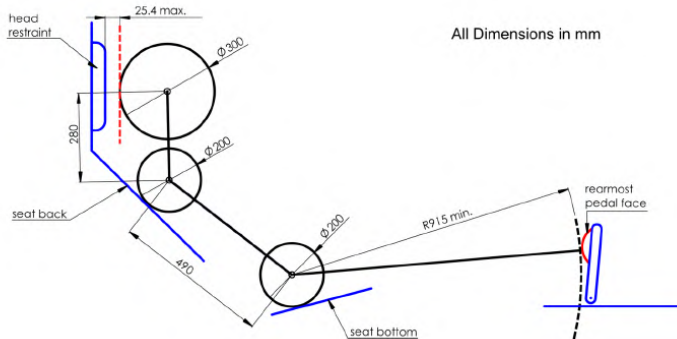


Gambar 2.4 Jenis pengujian helmet clearance saat technical inspection (*Fsae rule 2016*)

2.2.3 95th percentile male template

95th percentile male template adalah template yang akan digunakan untuk menguji ruang chassis untuk pengendara pada saat *technical inspection*. Template ini merupakan referensi dari pengendara secara umum, baik digunakan untuk mengukur *helmet clearance* maupun untuk mengukur jarak pedal terhadap posisi duduk pengendara.

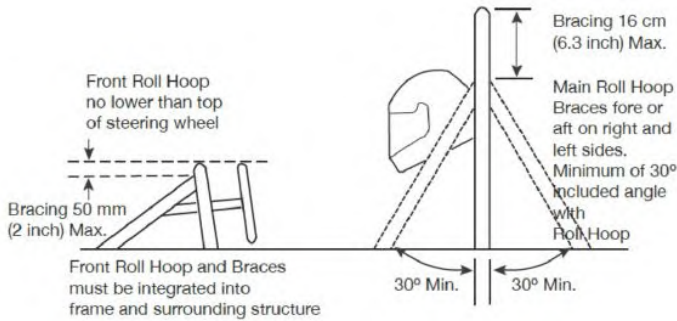
Berikut ini adalah geometri template yang digunakan untuk mengukur 95th percentile male:



Gambar 2.5 95th percentile male template (FSAE rule 2016)

2.2.4 Main roll hoop & main roll hoop bracing

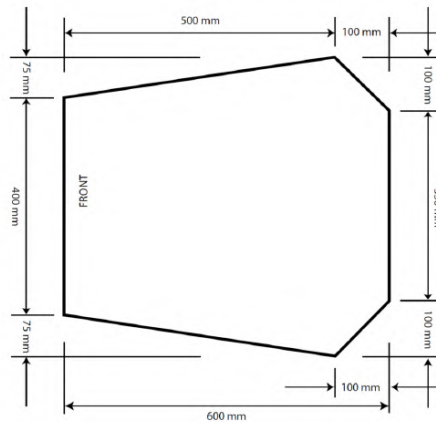
Dalam aturan Formula SAE, *main roll hoop* dan *main roll hoop bracing* harus menggunakan material steel dengan diameter minimal 25.4 mm dan tebal minimal 2.4 mm. Apabila menggunakan chassis aluminium maupun *monocoque*, maka harus dibuatkan *attachment* pada *main roll hoop* dan *main roll hoop bracing*. Penggunaan steel untuk material *main roll hoop* dikarenakan sebagai safety pada saat terjadi guling. Pada saat guling *main roll hoop* inilah yang akan melindungi kepala pengemudi dari benturan terhadap tanah. *Joint main roll hoop bracing* juga tidak boleh melebihi 16 cm dari titik atas permukaan *main roll hoop*.



Gambar 2.6 Jarak minimal *attachment main rool hoop bracing* (Fsaе rule 2016)

2.2.5 Cockpit area

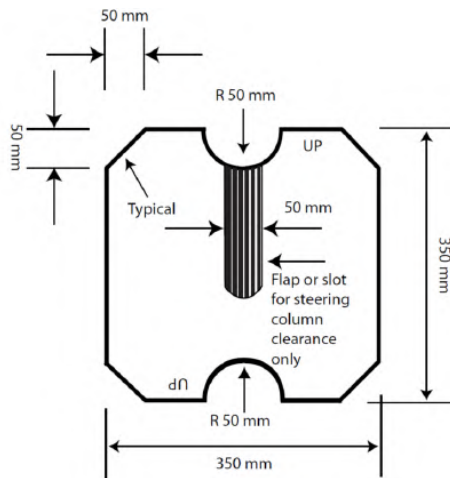
Di dalam aturan Formula SAE terdapat luasan kokpit pengemudi minimal yang harus tersedia. Area kokpit minimal yang diperbolehkan adalah berbentuk segi enam seperti pada gambar. Template ini akan dimasukkan ke dalam kokpit chassis saat dilakukan *technical inspection* dalam arah vertikal dari atas sampai di bawah permukaan chassis *side impact structure* paling atas.



Gambar 2.7 Luasan kokpit minimal (Fsaе rule 2016)

2.2.6 Cockpit internal cross section

Template cockpit internal cross section merupakan batas minimal ruang kokpit untuk tempat kaki pengemudi yang berbentuk segiempat dengan tinggi dan lebar 35 cm seperti pada gambar. Template ini akan dimasukkan ke dalam area *front roll hoop* sampai jarak 10 cm di belakang pedal. Apabila terdapat poros *Steering wheel*, maka saat dilakukan inspeksi bisa dimiringkan atau dipindahkan sampai melewati poros *Steering* tersebut. Lubang setengah lingkaran pada template bagian atas merupakan toleransi untuk penyangga rumah poros *steering*. Penyangga rumah poros *Steering* harus berada di atas dari lubang setengah lingkaran tersebut.



Gambar 2.8 Template untuk kokpit internal cross section (*Fsae rule 2016*)

2.2.7 Dynamic Event

Dynamic event merupakan pengujian terhadap kendaraan yang telah di design dan dimanufaktur sebelumnya untuk mengetahui kestabilan kendaraan saat berakselerasi, berbelok, maupun saat pengereman. Kendaraan yang memiliki kestabilan

dan kecepatan yang tinggi akan memperoleh point yang tinggi. Pada event ini juga dapat mengetahui kekuatan maupun torsional rigidity dari chassis itu sendiri. Dynamic event ini meliputi :

a. Acceleration Event

Acceleration event dilakukan untuk mengetahui kemampuan akselerasi dari kendaraan pada trek lurus dengan panjang 75m. Pada event ini, mobil dituntut untuk berakselerasi dari dalam keadaan diam untuk mencapai jarak tersebut dengan waktu secepat mungkin.



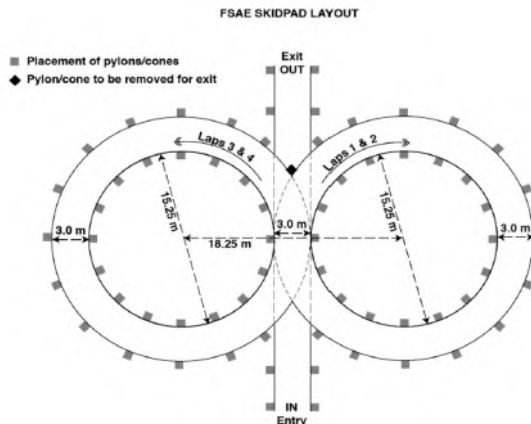
Gambar 2.9 *Acceleration event* Formula SAE Japan

Prosedur dalam *acceleration event* adalah sebagai berikut:

- Panjang lintasan 75m.
- Lebar jalan 4,9m.
- Cone diletakkan di tepi lintasan trek lurus dengan interval 20 feet.
- Jarak bagian depan mobil yang terdepan adalah 0,3m dari garis start.
- Dilakukan dua kali pengetesan secara langsung.
- Point dihitung berdasarkan waktu tercepat.

b. Skidpad Event

Event ini bertujuan untuk mengetahui kemampuan kendaraan berbelok pada radius yang konstan dengan lintasan berbentuk angka delapan. Waktu terbaik diambil dari satu putaran kanan dan kiri.



Gambar 2.10 Layout lintasan skidpad event (*Fsae rule 2016*)

Prosedur dalam *skidpad event* adalah sebagai berikut:

- *Layout skidpad* berdasarkan aturan Formula SAE Internasional
- Garis diantara pusat lingkaran adalah garis start dan stop penghitungan waktu
- Satu lap didefinisikan sebagai perjalanan mengelilingi satu lingkaran dari garis start/finish dan kembali ke garis start/finish.
- Lebar jalan adalah 3m.
- Terdapat 16 *cone* yang terletak di sisi dalam lingkaran dalam dan 13 *cone* yang terletak di bagian sisi lingkaran luar.

- Dilakukan dua kali pengujian secara berurutan.
- Kendaraan masuk lurus ke dalam lintasan ini dengan mengambil putaran pada lingkaran kanan sebanyak dua kali. Setelah itu langsung dilanjutkan dengan memutar lingkaran kiri sebanyak dua kali.
- Akan diambil waktu terbaik dari kedua putaran kanan dan kiri yang kemudian akan dirata-rata.
- Point yang didapatkan berdasarkan peringkat urutan waktu terbaik.

c. Autocross event

Untuk mengetahui *maneuverability* dari kendaraan dan kemampuan dari pengemudi untuk menjalankan kendaraan pada trek lurus maupun berbelok. *Autocross event* mengkombinasikan kemampuan dalam berbelok dengan radius tertentu, bermanuver pada lintasan zig zag, akselerasi, maupun saat pengereman. Autocross dilakukan satu kali putaran penuh yang memiliki panjang lintasan 950 m dengan waktu tercepat yang nantinya akan digunakan untuk menentukan urutan untuk *endurance event*.

Prosedur dalam *skidpad event* adalah sebagai berikut:

- Layout lintasan seperti layout lintasan *endurance event*.
- Lintasan terdiri dari lintasan lurus dengan panjang tidak lebih dari 60m dengan belokan putar balik dengan panjang tidak lebih dari 45m, belokan konstan dengan diameter 23-45 m, belokan putar balik dengan diameter luar minimum 9m, slalom dengan jarak cone 7.62-12.19 m, dan miscellaneous dengan lebar trek minimal 3.5m.
- Dilakukan dua kali pengujian yang dilakukan secara beruntun.
- Waktu yang diambil adalah waktu tercepat dari dua kali kesempatan.

d. Endurance Event

Endurance event merupakan *dynamic event* terakhir dalam serangkaian event dalam Formula SAE ini dan memiliki point tertinggi yaitu 300. *Endurance event* merupakan gabungan dari lintasan *skidpad*, akselerasi, dan *autocross*. Dalam event ini kendaraan akan diuji ketahanan untuk melewati lintasan sebanyak 20 lap. Waktu yang diambil adalah pada satu lap dengan waktu tercepat.

Prosedur dalam skidpad event adalah sebagai berikut:

- Layout endurance terdiri dari lintasan lurus dengan panjang 77m dengan putaran balik yang terletak di ujung dengan lebar belokan 61m, belokan konstan dengan diameter 30-54 m, belokan putar balik dengan diameter luar minimal 9m, slalom dengan jarak cone 9-15 m, miscellaneous dengan lebar trek 4,5m.
- Endurance dilakukan sebanyak 20 lap dengan dibagi menjadi dua sesi, masing masing 10 lap. Pergantian *driver* dilakukan dengan jeda tidak lebih dari 3 menit.
- Point dihitung berdasarkan peringkat urutan capaian waktu lap terbaik



Gambar 2.11 layout endurance Formula SAE (*Fsae rule 2016*)

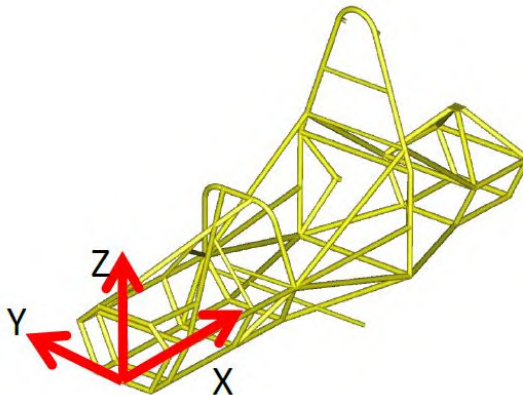
2.3 Alternative Frame Rule

Alternative frame rule adalah aturan dalam Formula sae internasional yang digunakan apabila struktur chassis menggunakan material non-standard (steel dengan karbon lebih dari 0.1%) seperti menggunakan konstruksi *monocouqe* maupun dengan material aluminium.

Syarat diterimanya desain chassis dengan menggunakan alternative frame adalah berdasarkan simulasi statis dengan menggunakan software dimana beban yang diberikan dan defleksi maksimum yang diperbolehkan sudah diatur dalam alternative frame rule ini.

Berikut ini merupakan tata cara simulasi desain chassis alternative frame dimana desain chassis dikatakan memenuhi syarat sebagai chassis dalam event formula sae adalah sebagai berikut:

1. Definisi kordinat pembebanan



Gambar 2.12 Definisi arah simulasi pembebanan pada alternative frame (*Fsae rule 2016*)

Terdapat tiga arah yang digunakan dalam memberikan pembebanan pada desain chassis dalam alternative frame yaitu:

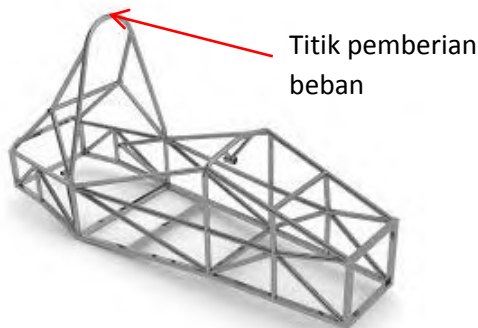
- Longitudinal (arah sumbu x)
- Tranverse (arah sumbu y)
- Vertikal (arah sumbu z)

Ketiga arah tersebut digunakan juga untuk menentukan arah defleksi dari chassis saat diberikan pembebanan.

2. Pembebanan dan defleksi

Pemberian beban dilakukan dengan menggunakan nilai gaya tertentu pada titik tertentu. Defleksi maksimum yang diperbolehkan dan *Boundary condition* dari masing masing titik pembebanan harus memenuhi syarat.

- a. Pembebanan pada *main roll hoop*, *bracing*, dan *bracing support*

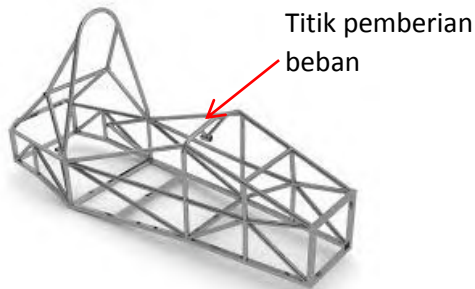


Gambar 2.13 Pembebanan pada *main roll hoop* (*Fsae rule 2016*)

Beban	: - F_x : 6.0 kN
	- F_y : 5.0 kN
	- F_z : -9.0 kN

Titik pembebanan	: Puncak <i>main roll hoop</i>
Maksimum defleksi	: 25 mm

b. Pembebanan pada *Front roll hoop*

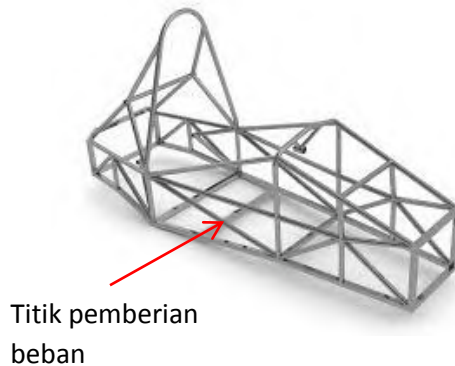


Gambar 2.14 pembebanan pada *front roll hoop* (*Fsae rule 2016*)

Beban : - F_x : 6.0 kN
 - F_y : 5.0 kN
 - F_z : -9.0 kN

Titik pembebanan : Puncak *front roll hoop*
 Maksimum defleksi : 25 mm

c. Pembebanan pada *side impact structure*

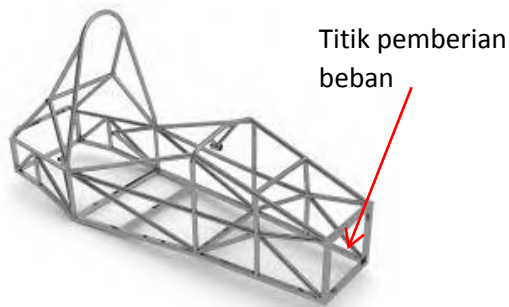


Gambar 2.15 Pembebanan pada *side impact structur* (*Fsae rule 2016*)

Beban : - F_x : 0 kN
 - F_y : 7 kN
 - F_z : 0 kN

Titik pembebanan : *side impact structure*
 Maksimum defleksi : 25 mm

d. Pembebanan pada front bulkhead



Gambar 2.16 Pembebanan pada Front bulkhead (*Fsae rule 2016*)

Beban : - F_x : 120 kN
 - F_y : 0 kN
 - F_z : 0 kN

Titik pembebanan : *Attachment point pada impact attenuator dan front bulkhead*
 Maksimum defleksi : 25 mm

2.4 Jurnal Pengujian Chassis Formula sae

Jurnal ini digunakan sebagai referensi untuk melakukan desain dan simulasi chassis formula sae. Jurnal diambil dari *Department of Mechanical Engineering, Chitkara Institute of Engineering and Technology* tentang pengujian chassis formula sae 2010 dan juga dari Simulasi kekuatan dan *torsional rigidity* oleh Moh Zakky Teknik Mesin ITS pada tahun 2015.

a. Chitkara fsae team

Pada tahun 2010 chitkara fsae team melakukan simulasi desain chassis mobil fsae. Simulasi dilakukan untuk mengetahui kekuatan dan rigiditas dari desain chassis yang telah dibuat. Chassis menggunakan material standar formula sae yaitu steel dengan kandungan karbon lebih dari 0.1 %. Pembebanan yang dilakukan berupa beban statis, static vertikal bending, static torsional bending, beban akselerasi dan pengereman, dan beban karena getaran *engine*. Nilai dari pembebanan masing masing dihitung berdasarkan dinamika kendaraan. *Boundary condition* yang digunakan untuk melakukan simulasi adalah sebagai berikut:

Tabel 2.3 *Boundary condition* pada pengujian chassis Chitkara fsae

<i>No</i>	<i>Test</i>	<i>Boundary condition</i>
1	<i>Static Shear</i>	<i>Clamp-rear suspension mounts</i>
2	<i>Satitc</i> vertikal <i>bending</i>	<i>Clamp-front and rear suspension mounts</i>
3	<i>Static</i> torsional <i>loading</i>	<i>Clamp-rear suspension mounts</i>
4	<i>Acceleration</i> <i>analysys</i>	<i>Clamp-front and rear suspension</i>
5	<i>Frequency analysys</i>	<i>Clamp-front and rear suspension mounts</i>

Hasil simulasi dari kelima pembebanan di atas berupa *Von misses stress* akan digunakan untuk mengetahui nilai dari *factor of safety (FOS)*. Berikut ini merupakan table hasil simulasi dan nilai factor of savety.

Tabel 2.4 Hasil simulasi desain chassis chitkara fsae

No	Test	Von misses stress (N/m^2)	FOS
1	<i>Static Shear</i>	1.17×10^8	3.18
2	<i>Satitc</i> vertikal <i>bending</i>	2.27×10^7	16.41
3	<i>Lateral bending</i>	1.48×10^7	25.25
3	<i>Static torsional</i> <i>loading</i>	1×10^8	3.73
4	<i>Acceleration</i> <i>analysys</i>	2.67×10^7	13.97
5	<i>Frequency</i> <i>analysys</i>	5.53×10^{10} (156.86 Hz)	-

b. Simulasi kekuatan dan *torsional rigidity* chassis sapuangan speed 3 oleh Mohammad Zakky pada tahun 2015

Pada tahun 2015 mahasiswa teknik mesin ITS Mohammad Zakky, melakukan analisa desain chassis sapuangan speed 3 dengan simulasi finite element. Desain chassis dibuat dengan mereduksi berat dari desain chassis sebelumnya. Tujuan dari simulasi yang dilakukan adalah untuk mengetahui kekuatan dan rigiditas dari desain chassis sapuangan speed 3 yang telah mengalami perubahan struktur yang cukup signifikan baik dari segi geometri maupun berat. Material chassis yang digunakan adalah steel 1042 yang mempunyai kandungan karbon diatas 0.1%.

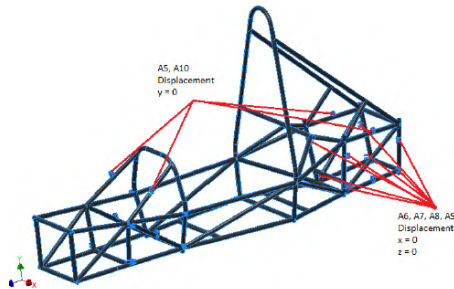
Simulasi dilakukan dengan menggunakan pembebanan statis maupun dinamis. Pembebanan statis dengan menghitung beban beban yang bertumpu pada chassis, diantaranya adalah *engine*, *drivetrain*, tangki, *driver*, dan *unsprung mass* (roda).

Pembebanan dinamis dengan menghitung gaya-gaya yang terjadi pada saat akselerasi, pengereman, dan pada saat belok.

Di bawah ini merupakan *Boundary condition* pada simulasi chassis sapuan speed 3 adalah sebagai berikut:

- Pembebanan saat akselerasi

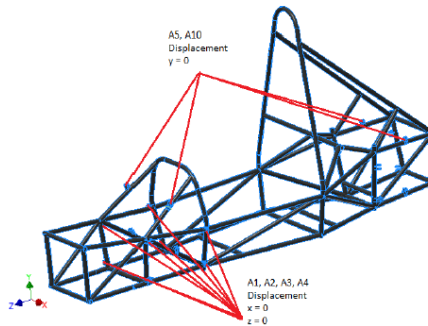
Constrain diberikan pada tumpuan A arm belakang dan pada tumpuan suspensi, *displacement* pada arah sumbu y sama dengan nol.



Gambar 2.17 *Constrain* pembebanan saat akselerasi

- Pembebanan saat pengereman

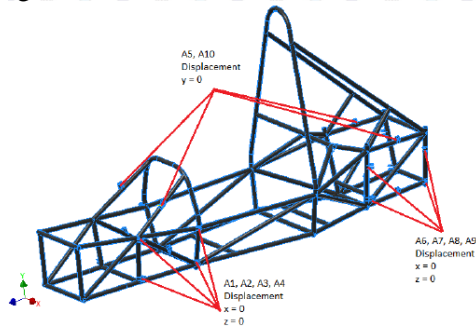
Constrain diberikan pada tumpuan A arm depan dan pada tumpuan suspensi, *displacement* pada arah sumbu y sama dengan nol.



Gambar 2.18 *Constrain* pembebanan saat pengereman

- Pembebanan saat belok

Constrain diberikan pada tumpuan A arm depan dan belakang namun hanya pada satu sisi. Sedangkan pada tumpuan suspensi *displacement* arah sumbu y adalah sama dengan nol.



Gambar 2.19 *constrain* pembebanan saat belok

Berikut ini merupakan hasil simulasi dari chassis sapuangin speed 3 sebagai berikut:

Tabel 2.5 Hasil simulasi chassis desain sapuangin speed 3

Pembebanan	Variasi	Tegangan Maksimum (MPa)	Safety Factor
Vertikal	50 kg	76.19	4.59
	60 kg	87.67	3.99
	70 kg	99.155	3.53
	80 kg	105.84	3.31
Akselerasi	6 m/s ²	152.87	2.29
	6.27 m/s ²	154.41	2.267
	6.5 m/s ²	155.11	2.256
	7 m/s ²	155.94	2.244
Pengereman	8.04 m/s ²	230.57	1.518
	8.77 m/s ²	232.67	1.504
	9 m/s ²	233.33	1.5
	9.5 m/s ²	234.77	1.49
Belok	V = 7.78 m/s	262.33	1.334
	V = 8.48 m/s	285.57	1.226
	V = 9.75 m/s	320.42	1.092

Dari kedua jurnal pustaka di atas, dapat diketahui bahwa simulasi chassis dilakukan dengan memberikan pembebanan sesuai dengan beban yang terjadi baik statis maupun dinamis saat mobil berjalan. Dalam jurnal di atas, terdapat perbedaan saat melakukan *constrain* pada pembebanan tertentu. Namun, *constrain* umumnya dilakukan pada tumpuan A arm depan maupun belakang.

Di bawah ini merupakan perbandingan kedua jurnal di atas adalah sebagai berikut:

Tabel 2.6 Perbandingan jurnal pengujian chassis fsae

No	Jenis	Chitkara fsae	Moh. Zakky
1	Pembebanan	<i>Statis</i> - <i>Static Shear</i> - <i>Static</i> vertikal <i>bending</i> - <i>Static torsional</i> <i>bending</i> <i>Dinamis</i> - <i>Acceleration</i> - <i>Frequency</i>	Statis - Beban vertikal Dinamis - Beban akselerasi - Beban pengereman - Beban belok
2	<i>Boundary condition</i>	<i>Static shear</i> - tumpuan A arm belakang <i>Static</i> vertikal <i>bending</i> - tumpuan A arm depan dan	Beban vertikal - tumpuan A arm depan dan belakang Beban akselerasi - tumpuan A arm belakang

		belakang <i>Static torsional bending</i> - tumpuan A arm belakang <i>Acceleration</i> - tumpuan A arm depan dan belakang <i>Frequency</i> - tumpuan A arm depan dan belakang	Beban pengereman - tumpuan A arm depan Beban belok - tumpuan A arm depan dan belakang bagian sisi samping
3	Material	Steel 3074	Steel 1020
4	Output	Tegangan Maksimum Torsional rigidity	Tegangan Maksimum Torsional rigidity
5	<i>Torsional rigidity</i>	615.98 Nm/deg	1327.47 Nm/deg

Dengan membandingkan jurnal di atas, proses simulasi pada tugas akhir ini akan dilakukan sebagai berikut:

Tabel 2.7 Pembebanan dan *Boundary condition* chassis sapuangen speed

No	Jenis	Sapuangen speed
1	Pembebanan	<p>Statis</p> <ul style="list-style-type: none"> - Beban berdasarkan Formula SAE <i>alternative frame rule</i> <p>Dinamis</p> <ul style="list-style-type: none"> - Beban akselerasi Inersia, vertikal, Dorong, Longitudinal transfer load - Beban pengereman Inersia, vertikal, Dorong, Longitudinal transfer load - Beban belok Inersia, vertikal, Dorong, Lateral transfer load
2	<i>Boundary condition</i>	Constrain (tumpuan fix) pada tumpuan A arm depan dan belakang
3	Material	Aluminium

2.5 Dinamika Kendaraan

Simulasi kekuatan chassis dilakukan dengan cara memberikan beban yang terjadi baik beban statis maupun dinamis saat mobil berjalan di dalam lintasan. Beban tersebut nantinya akan diberikan pada tiap titik pada chassis dimana beban tersebut terjadi. Dari simulasi itu dapat diketahui

apakah defleksi maksimal desain chassis sudah sudah memenuhi syarat yang ditetapkan dalam Formula SAE.

Jenis beban yang terjadi baik beban statis maupun dinamis yang akan diberikan pada titik tertentu pada chassis diantaranya adalah sebagai berikut:

2.5.1 Beban Statis pada Kendaraan

Beban statis merupakan beban yang terjadi saat kendaraan dalam keadaan diam. Beban statis adalah murni karena akibat gaya berat dari komponen yang ada pada kendaraan. Komponen yang bisa dijadikan pembebanan adalah komponen yang memiliki berat cukup besar, namun nantinya jumlah total komponen tersebut sama dengan berat kendaraan. Komponen yang ada pada mobil sapuangin speed adalah sebagai berikut:

Tabel 2.8 Beban statis pada mobil sapuangin speed

No	Jenis beban	Berat
1	Chassis	35 Kg
2	<i>Engine</i>	33 Kg
3	Radiator	10 Kg
4	<i>Exhaust</i>	8 Kg
5	Tangki	8 Kg
6	<i>Body</i>	10 Kg
7	Aki	7 Kg
8	<i>Drivetrain</i>	12 Kg
9	<i>Driver</i>	80 Kg
10	lainnya	15 Kg
Total		230 Kg

2.5.2 Center of gravity

Perhitungan titik berat kendaraan baik arah sumbu x, y, maupun z akan dilakukan dengan cara memproyeksikan letak titik titik berat dari setiap beban statis yang ada pada kendaraan pada sebuah grafik. Dari mengetahui letak titik titik berat dari masing masing beban, selanjutnya titik berat keseluruhan beban statis dapat dihitung baik pada sumbu x, y, maupun sumbu z.

Persamaan untuk mencari letak titik pusat pada sumbu x, y, dan z adalah sebagai berikut:

$$x = \frac{\sum x_i m_i}{\sum m} \dots\dots\dots (2.1)$$

$$y = \frac{\sum y_i m_i}{\sum m} \dots\dots\dots (2.2)$$

$$z = \frac{\sum z_i m_i}{\sum m} \dots\dots\dots (2.3)$$

Keterangan:

x,y,z = kordinat titik pusat sumbu x, y, z

x_i = titik pusat beban i pada sumbu x

y_i = titik pusat beban i pada sumbu y

z_i = titik pusat beban i pada sumbu z

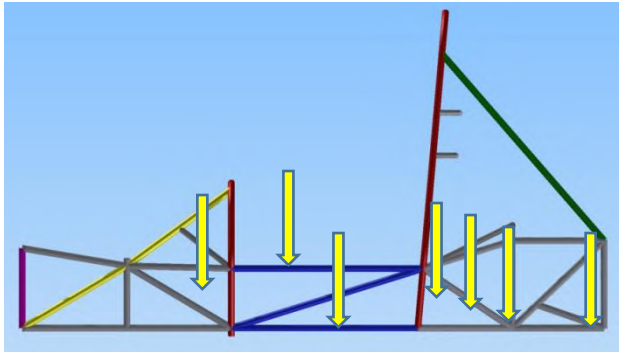
m_i = masa beban i

Untuk mengetahui letak titik berat juga bisa dilakukan dengan cara menggunakan simulasi software gambar 3 dimensi. Pada gambar akan ditentukan masing masing material yang digunakan. Setelah itu dapat diketahui posisi center of gravity baik sumbu x, y, maupun z.

2.5.3 Beban Vertikal Akibat Beban Statis

Gaya vertikal merupakan gaya yang murni diakibatkan oleh beban statis pada kendaraan. Komponen yang ada pada kendaraan akan memberikan gaya vertikal ke bawah akibat dari

gaya gravitasi. Kordinat dari gaya vertikal ini berada tersebar pada masing masing titik tumpuan (mounting) komponen komponen kendaraan pada chassis seperti pada gambar di baah ini.



Gambar 2.20 Distribusi letak gaya vertikal

Persamaan untuk mengetahui gaya vertikal akibat beban statis adalah sebagai berikut:

$$F_{\text{vertikal}} = m_{\text{beban}} \times g \quad \dots\dots\dots (2.4)$$

Keterangan:

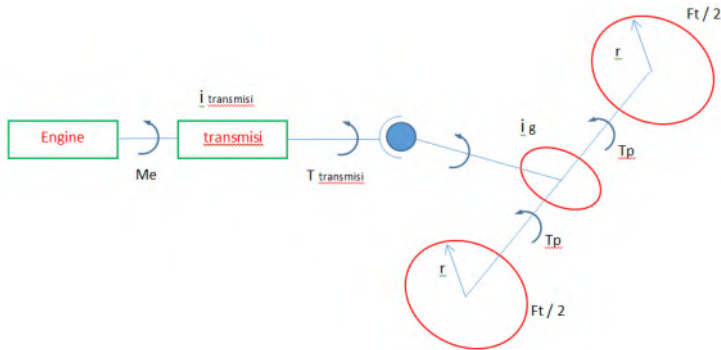
F_{vertikal} = Gaya vertikal yang terjadi pada masing masing beban (N)

M_{beban} = Massa masing masing beban yang ada pada kendaraan (Kg)

g = Gaya gravitasi ($9,81\text{m/s}^2$)

2.5.4 Gaya dorong

Daya yang dihasilkan oleh *engine* akan diteruskan melalui transmisi ke roda belakang yang kemudian akan menghasilkan gaya dorong pada kendaraan seperti pada gambar di bawah ini. Gaya dorong ini akan memberikan gaya pada tumpuan roda belakang pada chassis.



Gambar 2.21 Gaya dorong kendaraan

Persamaan gaya dorong yang dihasilkan oleh putaran *engine* pada kendaraan bermotor adalah sebagai berikut:

$$F_t = \frac{T_p}{r} = \frac{i_{transmisi} \cdot i_g \cdot M_e}{r} \cdot \mu_t \quad \dots\dots\dots (2.5)$$

Keterangan:

F_t = Gaya dorong pada roda belakang (N)

T_p = Torsi pada poros roda belakang (Nm)

I_t = inersia transmisi

I_g = inersia gear

M_e = Momen pada *engine*

r = radius / jari jari roda belakang

μ_t = efisiensi kendaraan

Pada kendaraan dengan mesin melintang memiliki nilai efisiensi sebesar 0,91-0,95

Gaya dorong juga bisa dihitung berdasarkan percepatan yang terjadi pada kendaraan. Persamaan untuk menghitung gaya dorong jika diketahui nilai percepatan adalah sebagai berikut:

$$\Sigma F_{dorong} = m_{total} \times a_{akselerasi} \dots\dots\dots (2.6)$$

Keterangan :

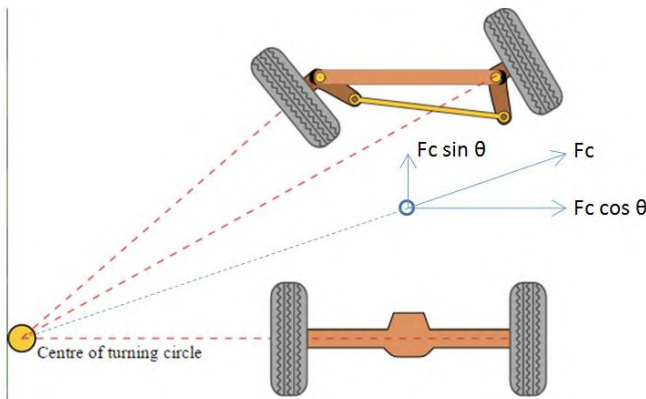
F_{total} : Gaya dorong kendaraan (N)

m_{total} : massa total kendaraan termasuk *driver* (Kg)

$a_{akselerasi}$: percepatan akselerasi yang terjadi (m/s^2)

2.5.5 Beban akibat belok (sentrifugal)

Gaya sentrifugal merupakan efek semu yang muncul ketika sebuah benda melakukan gerak dengan lintasan berbelok atau memiliki radius tertentu. Arah dari gaya sentrifugal adalah menjauhi pusat putaran. Gaya sentrifugal ini akan digunakan untuk menganalisa beban akibat belok pada radius putaran yang bervariasi sesuai dengan lintasan *dynamic event* pada Fsaе japan. Gaya yang ditimbulkan akibat belok ini akan digunakan untuk melakukan simulasi pada design chassis.



Gambar 2.22 Gaya sentrifugal pada kendaraan

Persamaan untuk mencari gaya sentrifugal adalah sebagai berikut:

$$F_c = m \frac{v^2}{R_{ack}} \dots\dots\dots (2.7)$$

Keterangan:

F_c = Gaya sentrifugal (N)

M = massa / beban (Kg)

V = kecepatan saat belok (m/s)

R_{ack} = radius ackerman (m)

Gaya inersia akibat adanya gaya sentrifugal yang aranya keluar dari jari jari dapat dihitung dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$F_{inersia} = F_c = m \times \frac{v^2}{R_{ack}} = m \times a \dots\dots\dots (2.8)$$

Keterangan:

F_c = Gaya sentrifugal (N)

$F_{inersia}$ = Gaya inersia akibat belok

m = massa / beban (Kg)

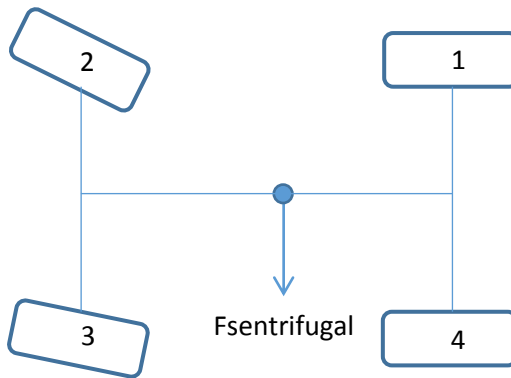
v = kecepatan saat belok (m/s)

R_{ack} = radius ackerman (m)

2.5.6 Beban Akibat Momen Guling

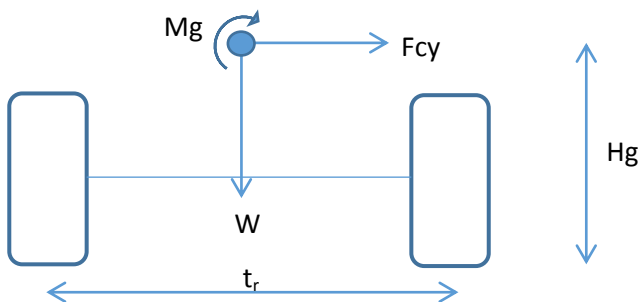
Pada saat kendaraan berbelok, maka akan terjadi gaya sentrifugal kearah keluar dari pusat radius belok. Pada saat yang sama, akan terjadi momen guling pada kendaraan yang mengakibatkan roda luar akan mengalami gaya yang lebih besar dibandingkan dengan roda dalam. Hal ini disebabkan karena chassis akan terpuntir keluar sehingga beban akan lebih besar pada tumpuan roda luar. Besarnya momen guling bergantung pada kecepatan dan radius saat berbelok yang menyebabkan gaya sentrifugal. Semakin besar kecepatan dan semakin kecil radius belok kendaraan, maka moment guling yang terjadi akan semakin besar.

Untuk memudahkan mendefinisikan persamaan, dilakukan penomoran roda baik roda depan maupun belakang. Berikut ini adalah penomoran roda sebagai berikut:



Gambar 2.23 Penomoran roda

Setelah nomor roda didefinisikan, maka persamaan gaya pada roda saat berbelok dapat dirumuskan sebagai berikut:



Gambar 2.24 Momen guling pada kendaraan

Besarnya gaya pada roda belakang pada saat berbelok adalah sebagai berikut:

$$F_{z1} = \frac{L_f}{2L} W - \frac{F_{cry} \cdot h_{gr}}{t_r} - \frac{M_{gr}}{t_r} - \frac{(F_{cx} - R_a) \cdot h_{gr}}{2L} - \frac{M_p}{2L} \dots (2.9)$$

$$F_{z2} = \frac{L_r}{2L} W - \frac{F_{cfy} \cdot h_{gf}}{t_f} - \frac{M_{gf}}{t_f} + \frac{(F_{cx} - R_a) \cdot h_{gf}}{2L} + \frac{M_p}{2L} \dots (2.10)$$

$$F_{z3} = \frac{L_r}{2L} W + \frac{F_{cfy} \cdot h_{gf}}{t_f} + \frac{M_{gf}}{t_f} + \frac{(F_{cx} - R_a) \cdot h_{gf}}{2L} + \frac{M_p}{2L} \dots (2.11)$$

$$F_{z4} = \frac{L_f}{2L} W + \frac{F_{cry} \cdot h_{gr}}{t_r} + \frac{M_{gr}}{t_r} - \frac{(F_{cx} - R_a) \cdot h_{gr}}{2L} - \frac{M_p}{2L} \dots (2.12)$$

Keterangan:

F_{z1} = Gaya pada roda belakang bagian dalam (N)

F_{z2} = Gaya pada roda depan bagian dalam (N)

F_{z3} = Gaya pada roda depan bagian luar (N)

F_{z4} = Gaya pada roda belakang bagian luar (N)

L_f = Jarak roda depan ke pusat massa (m)

L_r = Jarak roda belakang ke pusat massa (m)

W_r = Berat kendaraan pada roda belakang (N)

F_{cr} = Gaya sentrifugal belakang (N)

h_{gr} = Tinggi titik pusat dari tanah (m)

t_r = jarak roda kanan dan kiri / trackwidth (m)

M_{gr} = Momen guling belakang (Nm)

M_p = Momen pitching (Nm)

R_a = Gaya hambat angin (N)

2.5.7 Beban Akibat Akselerasi

Pada kompetisi Formula SAE ini terdapat banyak model lintasan baik lurus, belok, maupun zig zag. Pada lintasan yang lurus, kendaraan akan melakukan akselerasi secepat cepatnya dan beban akibat akselerasi ini akan ditopang oleh chassis. Gaya dorong yang dilakukan *engine* akan melawan gaya inersia dari berat kendaraan itu sendiri. Daya yang dihasilkan oleh *engine* akan diteruskan melalui *drivetrain* dan roda belakang. Dari roda

belakang tersebut lah gaya dorong akan diberikan untuk melawan gaya inersia tersebut. Besarnya gaya inersia berbanding lurus dengan besarnya percepatan yang diberikan. Sehingga diperlukan data untuk mengetahui besarnya percepatan yang terjadi. Kemudian dari percepatan dapat diketahui besarnya gaya yang ditimbulkan oleh beban akselerasi ini.

Persamaan untuk mencari besarnya percepatan yang terjadi adalah sebagai berikut:

$$a_{\text{percepatan}} = \frac{vt^2 - v_o^2}{2S} \dots\dots\dots (2.13)$$

Keterangan:

$A_{\text{percepatan}}$ = percepatan yang terjadi (m^2)

V_t = Kecepatan pada waktu t (m/s)

V_o = Kecepatan mula-mula (m/s)

S = Jarak tempuh pada waktu t (s)

Setelah besaran percepatan didapatkan, maka untuk mengetahui gaya inersia yang terjadi dengan percepatan tersebut, dapat ditentukan dengan persamaan sebagai berikut:

$$\sum F_{\text{inersia}} = m_{\text{tot}} \cdot a_{\text{percepatan}} \dots\dots\dots (2.14)$$

Keterangan:

M_{tot} = masa total kendaraan (kg)

a = percepatan yang terjadi (m/s^2)

Untuk melawan gaya inersia dari kendaraan maka diperlukan gaya dorong oleh *engine* untuk mencapai percepatan tersebut. Besarnya gaya dorong yang diperlukan adalah sebanding dengan gaya inersia yang terjadi. Persamaan untuk mencari gaya dorong yang diperlukan adalah sebagai berikut:

$$F_{\text{aksi}} = F_{\text{reaksi}} \dots\dots\dots (2.15)$$

$$F_{dorong} = F_{inersia} = m_{tot} \cdot a \dots\dots\dots (2.16)$$

Keterangan :

F_{dorong} = gaya dorong yang dilakukan oleh *engine* (N)

$F_{inersia}$ = gaya inersia yang disebabkan oleh percepatan a (m/s^2)

m_{tot} = massa total kendaraan (kg)

a = percepatan yang terjadi (m/s^2)

2.5.8 Beban Akibat Pengereman

Pada dasarnya beban akibat pengereman adalah sama seperti beban akibat akselerasi. Hanya arah dari gaya inersia dan gaya pengereman yang berbeda arahnya. Pada saat melakukan pengereman, gaya inersia yang disebabkan oleh berat dan besarnya perlambatan akan dilawan oleh gaya pengereman yang dilakukan oleh roda depan maupun belakang. Sehingga beban dari gaya pengereman akan didistribusikan ke semua roda baik roda depan maupun belakang.

Besarnya perlambatan yang terjadi dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut:

$$a_{perlambatan} = \frac{v_t^2 - v_o^2}{2s} \dots\dots\dots (2.17)$$

Keterangan:

$A_{perlambatan}$ = perlambatan yang terjadi (m^2)

V_t = Kecepatan pada waktu t (m/s)

V_o = Kecepatan mula-mula (m/s)

S = Jarak tempuh pada waktu t (s)

Setelah didapatkan besarnya perlambatan, maka gaya inersia yang terjadi dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut:

$$\sum F_{inersia} = m \times a_{perlambatan} \dots \dots \dots (2.18)$$

Keterangan:

$F_{inersia}$ = gaya inersia yang terjadi (N)

m = masa total kendaraan (kg)

a = perlambatan yang terjadi (m/s^2)

Gaya inersia yang terjadi pada saat perlambatan akan dilawan oleh gaya pengereman yang dilakukan oleh roda depan dan roda belakang. Besarnya gaya pengereman yang terjadi dapat dihitung dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$F_{aksi} = F_{reaksi} \dots \dots \dots (2.19)$$

$$F_{pengereman} = F_{inersia} = m \times a_{perlambatan} \dots (2.20)$$

Ket :

$F_{pengereman}$ = gaya dorong yang dilakukan oleh *engine* (N)

$F_{inersia}$ = gaya inersia yang disebabkan oleh perlambatan
 a (m/s^2)

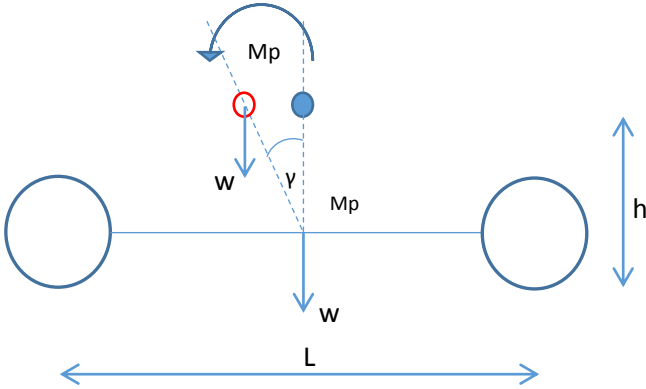
m = massa total kendaraan (kg)

$a_{perlambatan}$ = perlambatan yang terjadi (m/s^2)

2.5.9 Longitudinal Transfer Load

Longitudinal transfer load merupakan perpindahan gaya berat kendaraan akibat adanya percepatan ataupun pengereman. Besarnya longitudinal transfer load bergantung pada percepatan atau perlambatan yang terjadi. Semakin besar percepatan atau perlambatan semakin besar transfer load yang terjadi.

Besarnya longitudinal transfer load yang terjadi akibat akselerasi adalah sebagai berikut:



Gambar 2.25 Longitudinal transfer load

$$F_{z1,4} = \left(\frac{L_r}{L} \times W_t \right) + \left(\frac{1}{2} \times \frac{M_p}{L} \right) \dots \dots \dots (2.21)$$

$$F_{z1,4} = \left(\frac{1}{2} \times \frac{L_r}{L} \times W_t \right) + \left(\frac{1}{2} \times \frac{m_{total} \times a \times h_r}{L} \right) \dots \dots (2.22)$$

Keterangan :

$F_{z1,4}$: gaya pada roda 1 dan 4 (N)

W_r : berat pada roda belakang (N)

W_f : berat pada roda depan (N)

F_c : gaya inersia akibat akselerasi (N)

b : sudut angkat

h : ketinggian titik berat (m)

L : wheelbase (m)

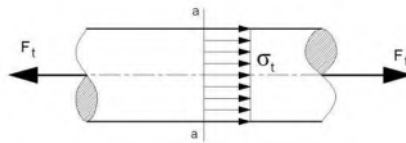
M_p : momen pitching (Nm)

2.5 Teori Kegagalan

Tegangan normal terjadi apabila dua gaya F_t atau F_c yang besarnya sama dan berlawanan arah bekerja tegak lurus pada potongan suatu benda.

Kondisi tarik (tension)

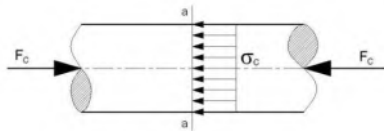
$$\sigma_t = \frac{F_t}{A(a-a)} \dots\dots\dots (2.21)$$



Gambar 2.26 Tegangan normal tarik pada silinder

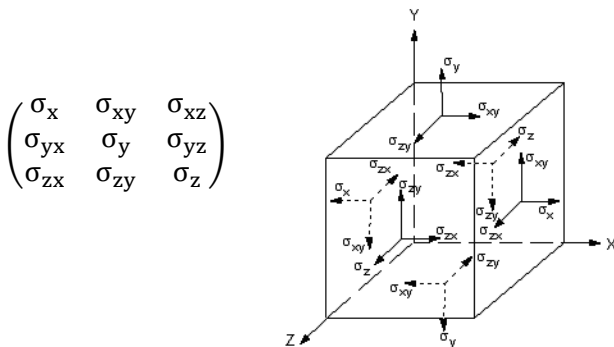
Kondisi tekan (compression)

$$\sigma_c = \frac{F_c}{A(a-a)} \dots\dots\dots (2.22)$$



Gambar 2.27 Tegangan normal tekan pada silinder

Tegangan dilihat pada sebuah titik apabila diperbesar berupa bentuk kubus yang memiliki dimensi dx , dy , dan dz seperti pada gambar dibawah ini. Dengan mengambil suatu sumbu referensi orthogonal Cartesian maka kubus tersebut akan memiliki 9 komponen sebagai berikut:



Gambar 2.28 Tensor tegangan

Dimana memiliki tegangan prinsipal yang didapat dari persamaa sebagai berikut:

$$\sigma^3 - I_1\sigma^2 + I_2\sigma - I_3 = 0 \dots\dots\dots (2.2)$$

Sehingga diperoleh σ_1 , σ_2 , dan σ_3

dimana,

$$I_1 = \sigma_x + \sigma_y + \sigma_z \dots\dots\dots (2.24)$$

$$I_2 = (\sigma_x \times \sigma_y \times \sigma_z) + (\sigma_x \times \sigma_z) - \tau_{xy}^2 - \tau_{yz}^2 - \tau_{xz}^2 \dots\dots\dots (2.25)$$

$$I_3 = (\sigma_x \times \sigma_y \times \sigma_z) + (2 \times \tau_{xy} \times \tau_{yz} \times \tau_{xz}) - (\sigma_z \times \tau_{xy}^2) - (\sigma_y \times \tau_{xz}^2) - (\sigma_x \times \tau_{yz}^2) \dots\dots\dots (2.26)$$

Sedangkan tegangan ekuivalennya didapat dari persamaan sebagai berikut

$$\sigma_{eqv} = \frac{1}{\sqrt{2}}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]^{1/2} \dots\dots\dots (2.27)$$

Atau

$$\sigma_{eqv} = \frac{1}{\sqrt{2}} \left[(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6 \times (\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{xz}^2) \right]^{1/2} \dots\dots\dots (2.28)$$

Persamaan diatas juga sering biasa disebut sebagai Von Mises atau *maximum distortion energy failure theory*

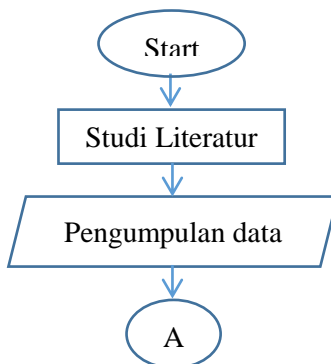
Halaman ini sengaja dikosongkan

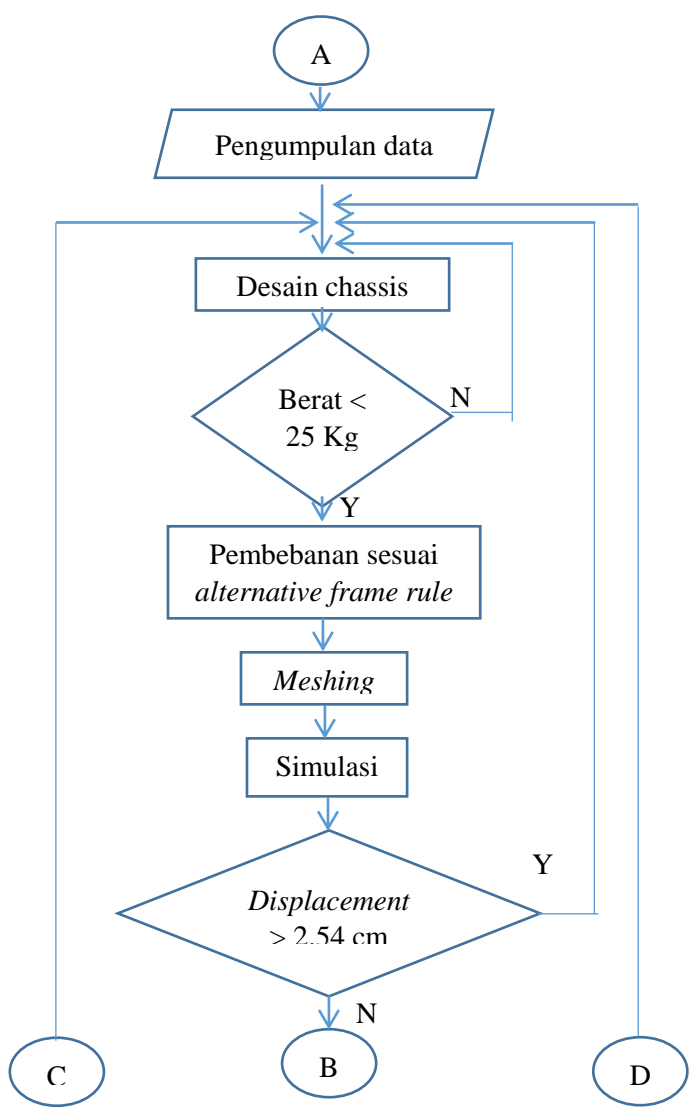
BAB III

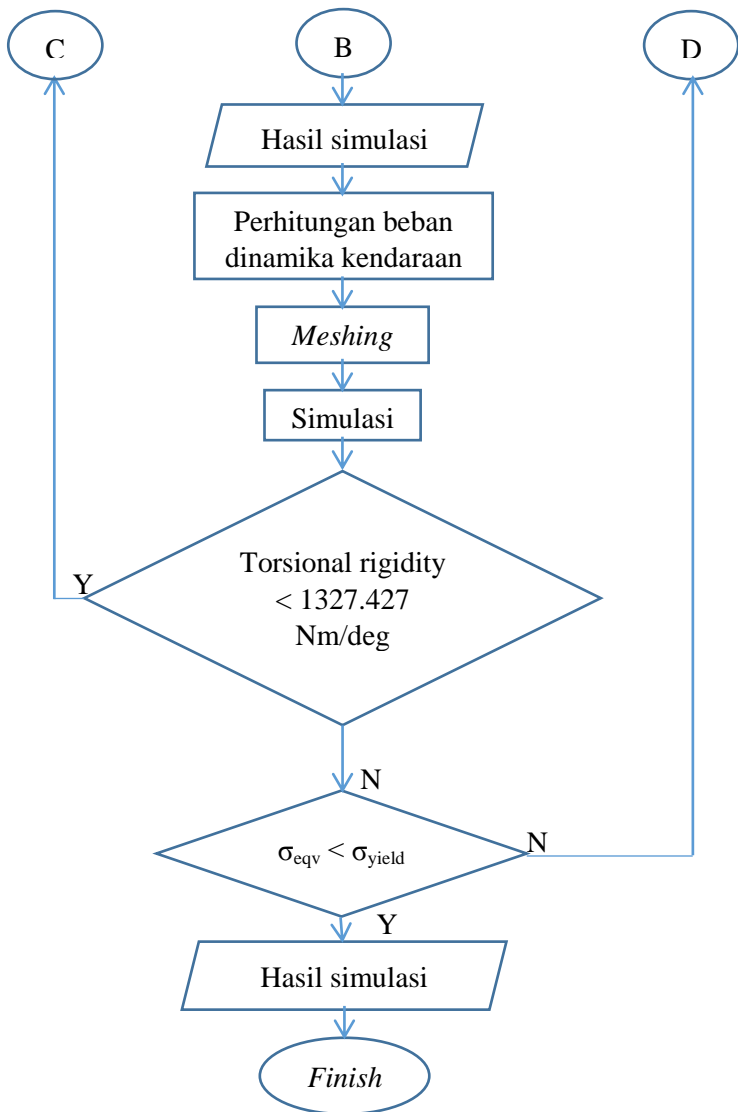
METODOLOGI

Dalam metodologi pada tugas akhir ini akan dijelaskan mengenai tahapan-tahapan dalam melakukan simulasi chassis sapuangan speed , dimulai dari tahap studi literatur pada berbagai sumber dan untuk mengumpulkan data mobil sapuangan speed 4. Dilanjutkan dengan mendesain chassis dengan *software cad*. Setelah itu dilakukan simulasi dengan beban dan *Boundary condition* yang telah ditentukan dalam *alternative frame rule* sebagai syarat desain chassis yang telah dibuat dapat memenuhi aturan yang tertuang dalam *alternative frame rule* tersebut. Setelah desain chassis memenuhi syarat yang telah ditentukan, kemudian akan dilakukan perhitungan beban pada event event dalam Student Formula Japan, meliputi beban akibat akselerasi, beban belok, beban pengereman. Setelah melakukan perhitungan beban beban tersebut langkah selanjutnya adalah melakukan proses *meshing* pada desain chassis menjadi elemen hingga dan selanjutnya simulasi bisa dilakukan.

3.1 Diagram Alir







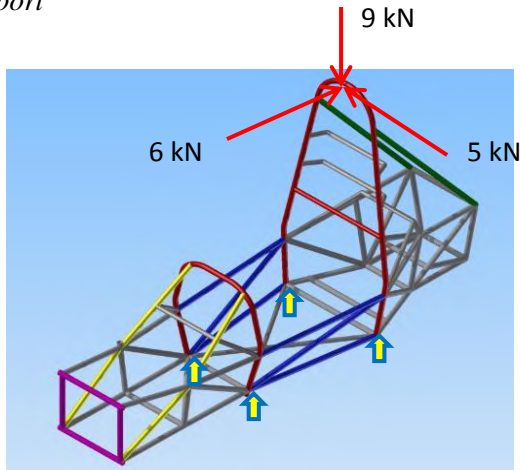
Gambar 3.1 Diagram alir

3.2 Simulasi *Alternative Frame*

Simulasi *alternative frame* dilakukan untuk mengetahui kekuatan konstruksi chassis yang menggunakan material chassis non-standard Formula SAE Internasional. Simulasi dilakukan dengan ketentuan yang ada pada aturan Formula SAE Internasional.

Pembebanan pada *alternative frame* adalah sebagai berikut:

1. Pembebanan pada *main roll hoop, bracing, dan bracing support*



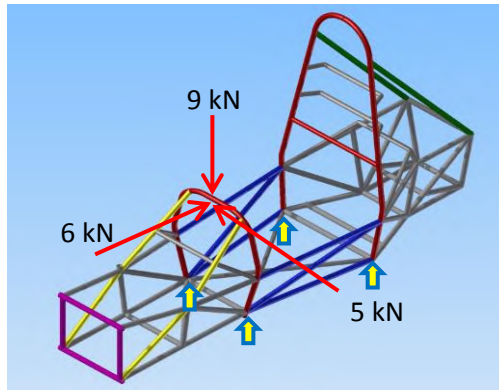
Gambar 3.2 pembebanan pada *main roll hoop*

Beban : - F_x : 6.0 kN
 : - F_y : 5.0 kN
 : - F_z : -9.0 kN

Titik pembebanan : Puncak *main roll hoop*
Boundary condition : *Fix displacement at the bottom of chassis*

Maksimum defleksi : 25 mm

2. Pembebanan pada *front roll hoop*



Gambar 3.3 pembebanan pada *Front roll hoop*

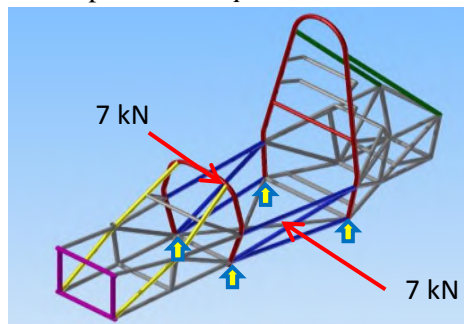
Beban : - F_x : 6.0 kN
 : - F_y : 5.0 kN
 : - F_z : -9.0 kN

Titik pembebanan : Puncak *front roll hoop*

Boundary condition : Fix displacement at the bottom
 of chassis

Maksimum defleksi : 25 mm

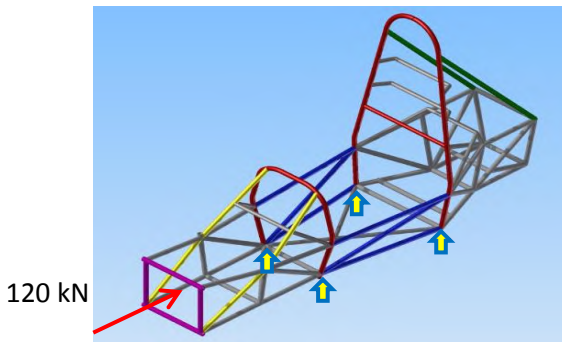
3. Pembebanan pada *side impact structure*



Gambar 3.4 pembebanan pada *side impact structure*

Beban : - F_x : 0 kN
 - F_y : 7 kN
 - F_z : 0 kN
 Titik pembebanan : *side impact structure*
Boundary condition : *Fix displacement at the bottom of chassis*
 Maksimum defleksi : 25 mm

4. Pembebanan pada *front bulkhead*



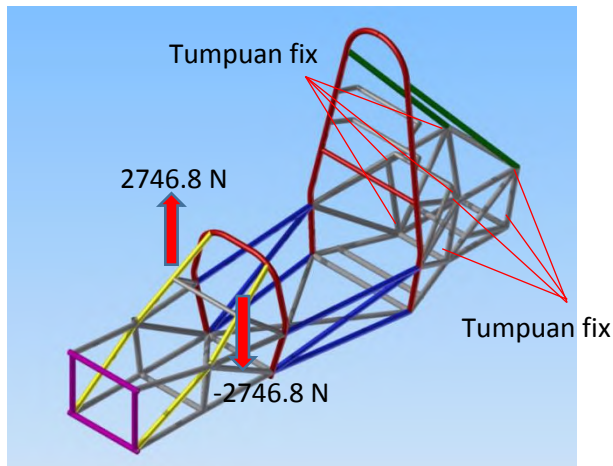
Gambar 3.5 pembebanan pada *front bulkhead*

Beban : - F_x : 120 kN
 - F_y : 0 kN
 - F_z : 0 kN
 Titik pembebanan : *Attachment point pada impact attenuator dan front bulkhead*
Boundary condition : *Fix displacement at the bottom of chassis*
 Maksimum defleksi : 25 mm

Dari simulasi di atas, apabila salah satu pembebanan menghasilkan defleksi pada chassis lebih besar dari 25 mm, maka desain chassis gagal dan harus melakukan desain baru, baik dengan mengubah dimensi chassis maupun dengan mengubah geometri dengan menambahkan struktur penguat dari chassis sehingga aturan pada *alternative frame* terpenuhi.

3.3 Simulasi Torsional Rigidity

Untuk mengetahui kekakuan chassis maka diperlukan simulasi torsional rigidity. Simulasi dilakukan dengan memberikan beban torsi pada tumpuan A arm depan. Beban diberikan pada tumpuan A arm depan kanan dan kiri dengan nilai yang berlawanan. Besarnya beban torsi berdasarkan berat total kendaraan yaitu 2256.3 N.



Gambar 3.6 Pembebanan torsional

Tanda panah merah adalah titik pemberian beban torsi sedangkan tanda panah kuning adalah tumpuan fix saat simulasi. Pada tumpuan fix tersebut displacement ke arah sumbu x, y, dan z adalah sama dengan nol.

3.4 Simulasi Berdasarkan Dinamika Kendaraan

3.4.1 Beban Akibat akselerasi

Untuk mengetahui beban yang diakibatkan saat mobil melakukan percepatan, maka diperlukan perhitungan nilai percepatan maksimum yang terjadi pada saat akselerasi. Data

tentang hasil capaian tim terbaik pada ajang formula sae japan tahun 2016 adalah sebagai berikut:

Tabel 3.1 Perbandingan capaian waktu mobil sapuangin speed

No	Event	Waktu	
		TU GRAZ	Sapuangin Speed 3
1	<i>Skidpad</i>	5.033	5.732
2	<i>Akselerasi</i>	4.190	4.700
3	<i>Autocross</i>	Final 6	-
4	<i>Endurance</i>	1250.277	4 putaran

Nilai dari percepatan didapatkan dari perhitungan dengan menggunakan persamaan (2.14) yaitu

Dengan Panjang lintasan : 75 m
Waktu tempuh : 4.190 detik (capaian waktu tim terbaik)

Sehingga,

$$a = \frac{2(75 - 0)}{4.190^2}$$

$$a = 8.544 \text{ m/s}^2$$

Sehingga didapatkan nilai percepatan sebesar 8.544 m/s^2 .

Setelah didapatkan nilai percepatan maka gaya gaya akibat akselerasi dapat dihitung. Beban tersebut diantaranya adalah sebagai berikut:

1. Gaya Inersia

Gaya inersia disebabkan karena adanya beban yang terdapat pada mobil seperti *engine*, *Drivetrain*, tangki, radiator, *exhaust*, tangki, *Body*, aki, *Steering*, roda, dan *driver*. Beban tersebut mengakibatkan gaya lembam atau gaya inersia saat mobil melakukan akselerasi yang besarnya dapat dihitung dengan menggunakan persamaan (2.15). Dengan menggunakan persamaan tersebut dengan besar percepatan 8.544 m/s^2 maka besar gaya inersia dari masing masing beban dapat diketahui sebagai berikut:

Tabel 3.2 Gaya inersia akibat akselerasi

No	Jenis beban	Gaya inersia (N)
1	Chassis	375.9377
2	<i>Engine</i>	563.9066
3	Radiator	136.7046
4	<i>Exhaust</i>	85.44039
5	Tangki	136.7046
6	Aki	119.6165
7	<i>Drivetrain</i>	205.0569
8	<i>Driver</i>	1367.046

Gaya inersia dari masing masing beban akan di tempatkan pada titik tumpu masing masing beban tersebut pada chassis.

2. Gaya dorong

Gaya dorong *engine* akan diberikan pada chassis pada titik tumpuan A arm belakang. Besarnya gaya dorong *engine* dapat dihitung dengan menggunakan persamaan (2.6). Dari persamaan tersebut maka nilai dari gaya dorong *engine* dapat dihitung sebagai berikut:

$$\sum F_{dorong} = 280 \times 8.544 \\ = 2648.64 \text{ N}$$

Sehingga, besarnya gaya dorong yang terjadi pada saat mobil melakukan akselerasi dengan percepatan 8.544 m/s^2 adalah 2648.64 N

3. Gaya vertikal

Gaya vertikal disebabkan oleh adanya beban beban pada mobil yang ditumpu oleh chassis. Beban beban yang dimaksud adalah *engine*, *Drivetrain*, tangki, radiator, *exhaust*, *tangki*, *Body*, aki, *Steering*, roda, dan *driver*. Dengan menggunakan persamaan (2.4) dan besar percepatan gravitasi sebesar 9.81 m/s^2 maka gaya vertikal dari masing masing beban dapat dihitung sebagai berikut:

Tabel 3.3 Gaya vertikal dari beban beban yang bertumpu pada chassis

No	Jenis beban	Gaya vertikal (N)
1	Chassis	431.64
2	<i>Engine</i>	647.46
3	Radiator	156.96
4	<i>Exhaust</i>	98.1

5	Tangki	156.96
6	Aki	137.34
7	<i>Drivetrain</i>	235.44
8	<i>Driver</i>	1569.6

4. Gaya tumpuan A arm

Gaya tumpuan terjadi akibat adanya gaya kearah vertikal dan momen pada mobil. Dengan mengacu pada titik berat mobil berada di tengah, maka gaya tumpuan A arm adalah besar gaya berat total dibagi dua. Sehingga besar gaya tumpuan pada A arm adalah sebagai berikut:

$$F_{tumpuan} = \frac{280 \times 9.81}{2}$$

$$F_{tumpuan} = 1373.4 \text{ N}$$

Sehingga besar gaya tumpuan A arm pada chassis adalah 1373.4 N

5. Longitudinal transfer load

Longitudinal transfer load terjadi karena adanya percepatan yang dilakukan oleh engine sehingga bagian depan chassis akan sedikit terangkat yang mengakibatkan gaya tekan pada tumpuan A arm belakang. Dengan menggunakan persamaan (2.22) besarnya longitudinal transfer load adalah sebagai berikut:

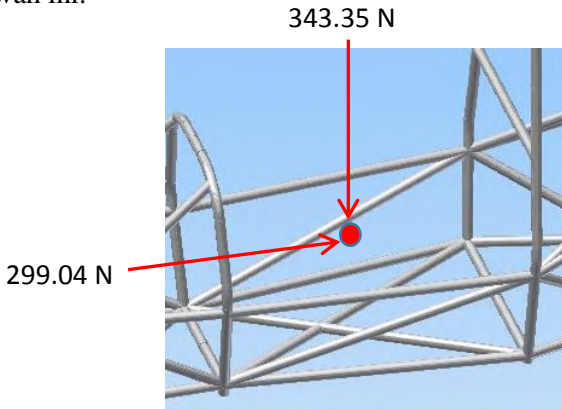
$$F_{z1,4} = 1630.68 \text{ N}$$

Gaya longitudinal transfer load ini kemudian akan dipindahkn titik gayanya pada tengah chassis sehingga akan menimbulkan momen. Besar momen yang terjadi adalah besar

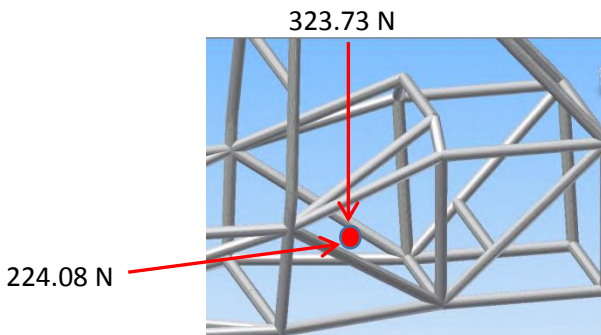
gaya longitudinal transfer load dikalikan dengan setengah dari panjang wheelbase.

Setelah masing masing gaya yang terjadi pada saat melakukan akselerasi didapatkan, maka langkah selanjutnya adalah memberikan gaya gaya tersebut pada titik tumpuan masing masing beban pada chassis.

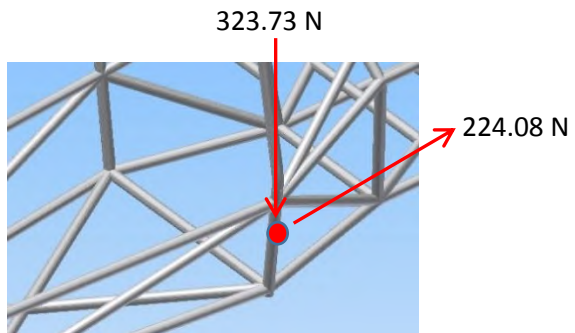
Titik tumpu gaya gaya yang terjadi dan *Boundary condition* pada chassis saat akselerasi dapat dilihat pada gambar di bawah ini.



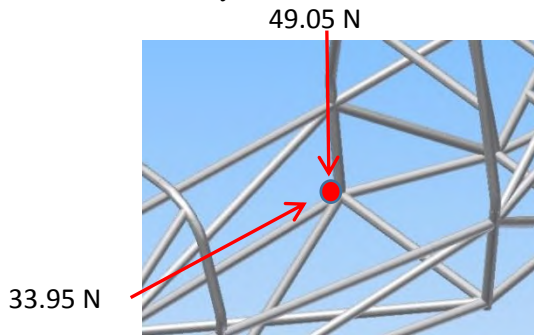
Gambar 3.7 Gaya akibat berat chassis saat akselerasi



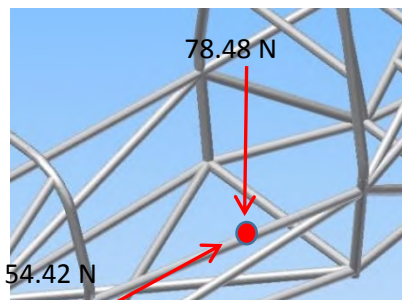
Gambar 3.8 Gaya akibat berat *engine* saat akselerasi



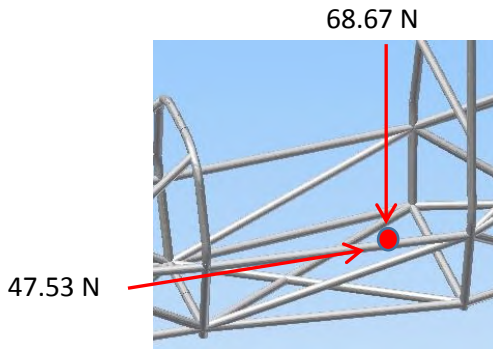
Gambar 3.9 Gaya akibat berat radiator saat akselerasi



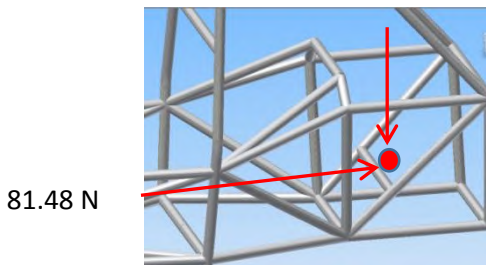
Gambar 3.10 Gaya akibat berat *exhaust* saat akselerasi



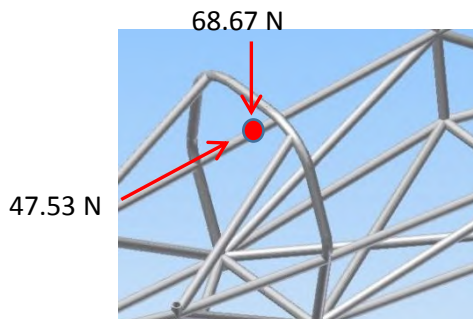
Gambar 3.11 Gaya akibat berat tangki saat akselerasi



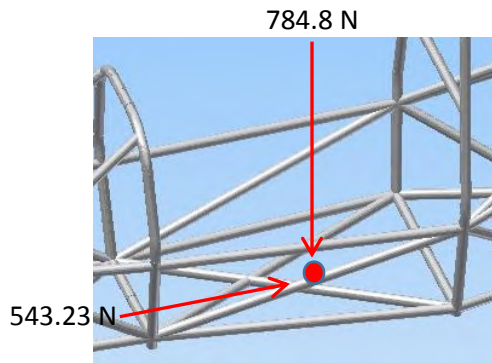
Gambar 3.12 Gaya akibat berat aki saat akselerasi
 117.2 N



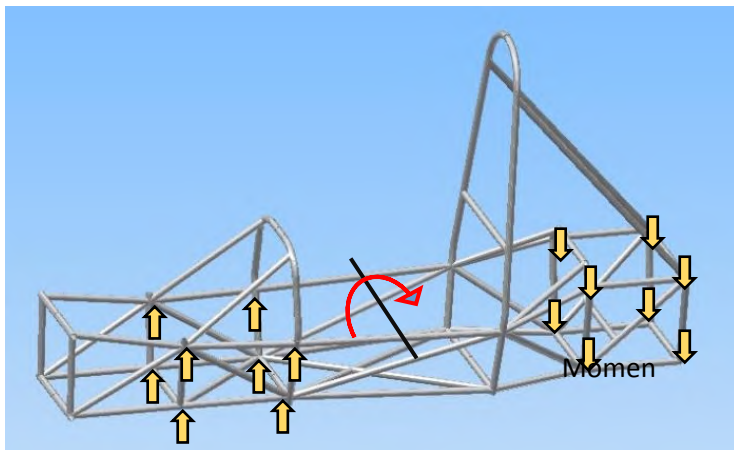
Gambar 3.13 Gaya akibat berat *Drivetrain* saat akselerasi



Gambar 3.14 Gaya akibat berat *Steering* saat akselerasi

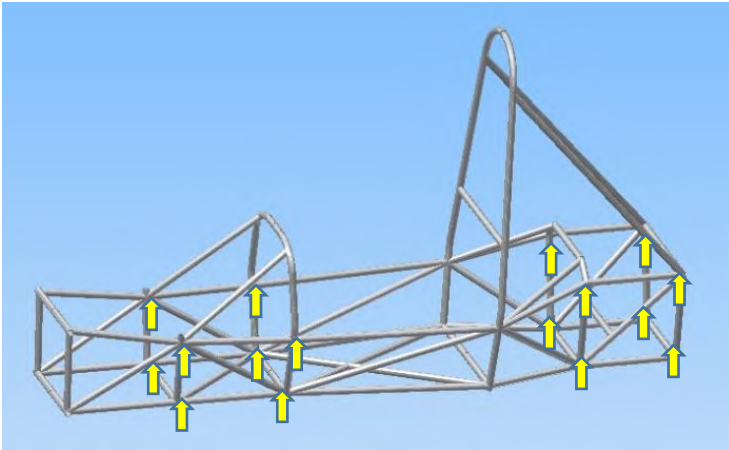


Gambar 3.15 Gaya akibat berat pengendara saat akselerasi



Gambar 3.16 Longitudinal transfer load pada saat akselerasi

Boundary condition pada simulasi pembebanan akibat akselerasi adalah dengan memberikan *constrain* pada tumpuan A arm bagian belakang. *Constrain (fix point)* pada pembebanan akibat akselerasi dapat dilihat pada gambar di bawah ini.



Gambar 3.17 *Constrain (fixed point)* pada saat simulasi

3.3.2 Beban Akibat Pengereman

Untuk mengetahui beban yang diakibatkan saat melakukan pengereman maka diperlukan nilai perlambatan yang terjadi. Pada saat technical inspection brake test, mobil sapuangin speed 3 mampu melakukan pengereman dari kecepatan 50 km/jam menjadi 0 km/jam (berhenti) dengan jarak pengereman sejauh 11 meter. Oleh karena itu nilai perlambatan bisa dihitung dengan menggunakan persamaan (2.15). Dengan menggunakan persamaan tersebut maka nilai perlambatan dapat dihitung sebagai berikut:

$$a = \frac{0 - 13.89^2}{2 \cdot 11}$$

$$a = -8.77 \text{ m/s}^2$$

Sehingga nilai perlambatan adalah sebesar -8.77 m/s^2 .

Setelah didapatkan nilai perlambatan maka beban akibat pengereman dapat dihitung. Beban tersebut diantaranya adalah sebagai berikut:

1. Gaya Inersia

Gaya inersia disebabkan karena adanya beban yang terdapat pada mobil seperti *engine*, *Drivetrain*, tangki, radiator, *exhaust*, *tangki*, *Body*, aki, *Steering*, roda, dan *driver*. Beban tersebut mengakibatkan gaya lembam atau gaya inersia saat mobil melakukan pengereman yang besarnya dapat dihitung dengan menggunakan persamaan (2.12). Dengan menggunakan persamaan tersebut dengan besar perlambatan sebesar -8.77 m/s^2 . Oleh karena itu besar gaya inersia dari masing masing beban dapat diketahui sebagai berikut:

Tabel 3.4 Gaya inersia akibat pengereman

No	Jenis beban	Gaya inersia (N)
1	Chassis	613.9
2	<i>Engine</i>	578.82
3	Radiator	140.32
4	<i>Exhaust</i>	87.7
5	Tangki	140.32
6	Aki	122.78
7	<i>Drivetrain</i>	210.48
8	<i>Driver</i>	1403.2

Gaya inersia dari masing masing beban akan di tempatkan pada titik tumpu masing masing beban tersebut pada chassis.

2. Gaya pengereman

Gaya dorong *engine* akan diberikan pada chassis pada titik tumpuan A arm depan. Besarnya gaya pengereman dapat dihitung dengan menggunakan persamaan (2.6). Dari persamaan tersebut maka nilai dari gaya pengereman dapat dihitung sebagai berikut:

$$\begin{aligned} F_{pengereman} &= 280 \times (-8.77) \\ &= -2455.6 \end{aligned}$$

Sehingga, besarnya gaya pengereman yang terjadi pada saat mobil melakukan perlambatan sebesar -8.77 m/s^2 adalah 2455.6 N

3. Gaya vertikal

Gaya vertikal disebabkan oleh adanya beban beban pada mobil yang ditumpu oleh chassis. Beban beban yang dimaksud adalah *engine*, *Drivetrain*, tangki, radiator, *exhaust*, *tangki*, *Body*, aki, *Steering*, roda, dan *driver*. Dengan menggunakan persamaan (2.4) dan besar percepatan gravitasi sebesar 9.81 m/s^2 maka gaya vertikal dari masing masing beban dapat dihitung sebagai berikut:

Tabel 3.5 Gaya vertikal dari beban beban yang bertumpu pada chassis

No	Jenis beban	Gaya vertikal (N)
1	Chassis	686.7
2	<i>Engine</i>	647.46
3	Radiator	156.96

4	<i>Exhaust</i>	98.1
5	Tangki	156.96
6	Aki	137.34
7	<i>Drivetrain</i>	235.44
8	<i>Driver</i>	1569.6

4. Gaya tumpuan A arm

Gaya tumpuan terjadi akibat adanya gaya kearah vertikal dan momen pada mobil. Dengan mengacu pada titik berat mobil berada di tengah, maka gaya tumpuan A arm adalah besar gaya berat total dibagi dua. Sehingga besar gaya tumpuan pada A arm adalah sebagai berikut:

$$F_{tumpuan} = \frac{280 \times 9.81}{2}$$

$$F_{tumpuan} = 1373.4$$

Sehingga besar gaya tumpuan A arm pada chassis adalah 1373.4N

5. Longitudinal transfer load

Longitudinal transfer load terjadi karena adanya perlambatan yang dilakukan saat pengereman sehingga bagian belakang chassis akan sedikit terangkat yang mengakibatkan gaya tekan pada tumpuan A arm depan. Dengan menggunakan persamaan (2.24) besarnya longitudinal transfer load adalah sebagai berikut:

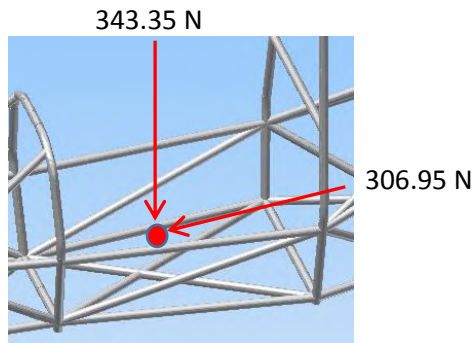
$$F_{z2,3} = 818.80 \text{ N}$$

Gaya longitudinal transfer load ini kemudian akan dipindahkn titik gayanya pada tengah chassis sehingga akan

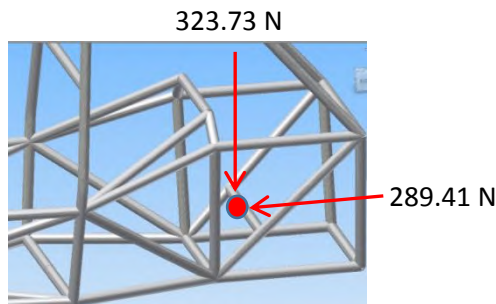
menimbulkan momen. Besar momen yang terjadi adalah besar gaya longitudinal transfer load dikalikan dengan setengah dari panjang wheelbase.

Setelah masing masing gaya yang terjadi pada saat melakukan pengereman didapatkan, maka langkah selanjutnya adalah memberikan gaya gaya tersebut pada titik tumpuan masing masing beban pada chassis.

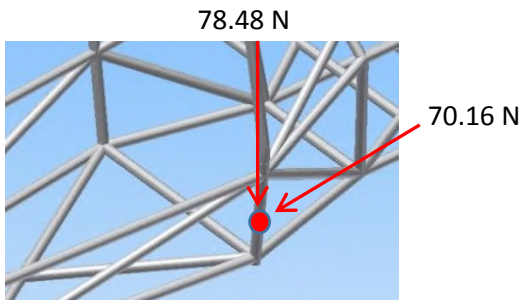
Titik tumpu gaya gaya yang terjadi dan *Boundary condition* pada chassis saat pengereman dapat dilihat pada gambar di bawah ini.



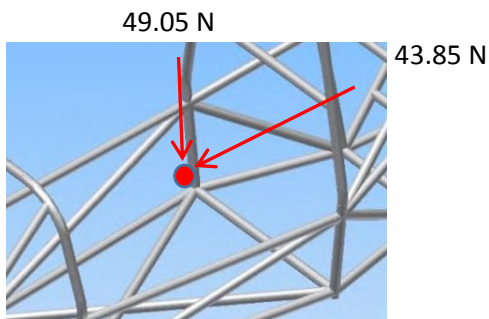
Gambar 3.18 Gaya akibat berat chassis saat pengereman



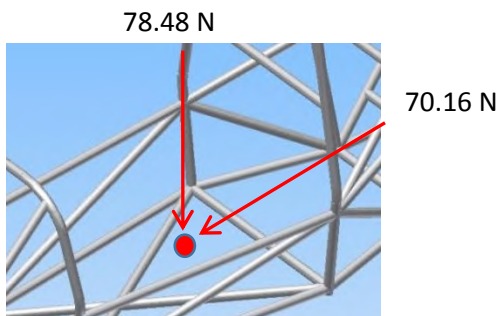
Gambar 3.19 Gaya akibat berat *engine* saat pengereman



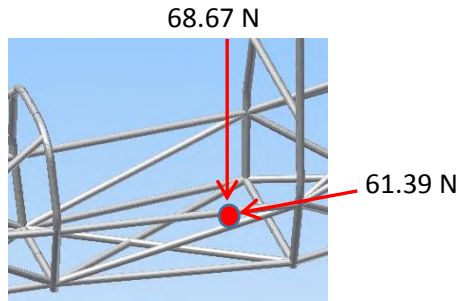
Gambar 3.20 Gaya akibat berat radiator saat pengereman



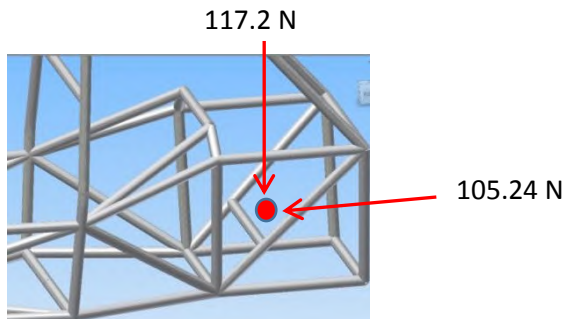
Gambar 3.21 Gaya akibat berat *exhaust* saat akselerasi



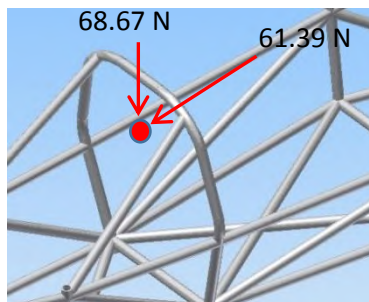
Gambar 3.22 Gaya akibat berat tangki saat pengereman



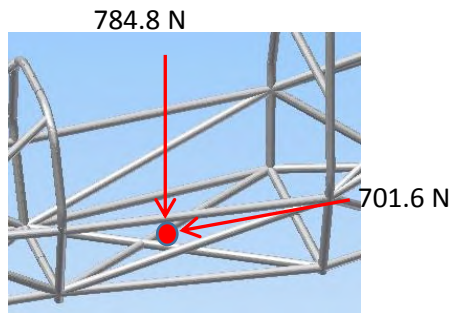
Gambar 3.23 Gaya akibat berat aki saat pengereman



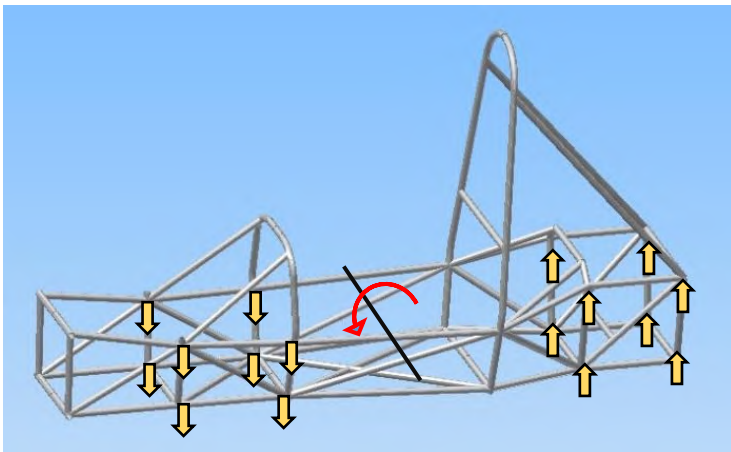
Gambar 3.24 Gaya akibat berat *Drivetrain* saat pengereman



Gambar 3.25 Gaya akibat berat *Steering* saat pengereman

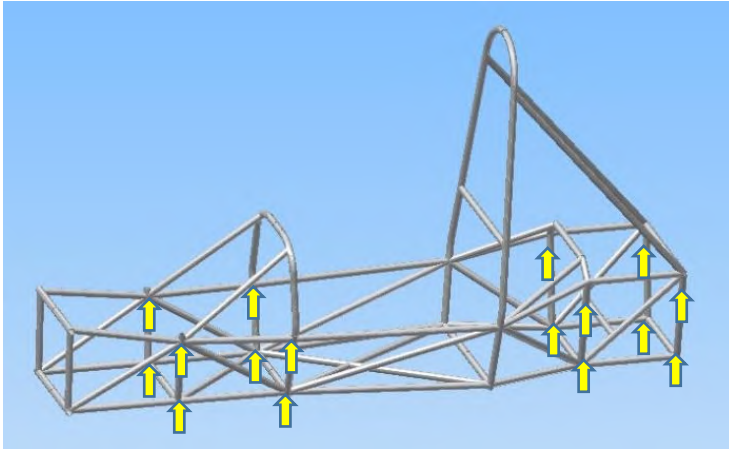


Gambar 3.26 Gaya akibat berat pengendara saat pengereman



Gambar 3.27 Longitudinal transfer load pada saat pengereman

Boundary condition pada simulasi pembebanan akibat pengereman adalah dengan memberikan *constrain* pada tumpuan A arm bagian depan. *Constrain (fix point)* pada pembebanan akibat pengereman dapat dilihat pada gambar di bawah ini.



Gambar 3.28 *Constrain (fixed point)* pada saat simulasi

3.3.3 Beban Akibat Belok

Untuk mengetahui beban yang terjadi saat mobil melakukan belok, maka diperlukan nilai kecepatan mobil saat berbelok pada lintasan dengan radius tertentu. Pada tahun 2015, mobil sapuangin speed 3 mampu melakukan gerakan belok pada lintasan skidpad dengan radius putar 3 m dengan kecepatan konstan 30 km/a atau 7.78 m/s. Dari data tersebut maka dapat dihitung nilai dari gaya sentrifugal yang terjadi dengan menggunakan persamaan (2.17) sebagai berikut:

$$F_{sentrifugal} = 230 \times \frac{7.78^2}{3}$$

$$F_{sentrifugal} = 4645.5 \text{ N}$$

Setelah nilai gaya sentrifugal didapatkan, besarnya percepatan sentrifugal dapat dicari dengan menggunakan persamaan (2.18) sebagai berikut:

$$a_{sentrifugal} = \frac{4645.5}{230}$$

$$a_{sentrifugal} = 10.088$$

Setelah didapatkan percepatan sentrifugal, maka beban-beban yang terjadi pada saat belok dapat dicari. Beban-beban tersebut diantaranya adalah sebagai berikut:

1. Gaya Inersia

Gaya inersia disebabkan karena adanya beban yang terdapat pada mobil seperti *engine*, *Drivetrain*, tangki, radiator, *exhaust*, *tangki*, *Body*, aki, *Steering*, roda, dan *driver*. Beban-beda tersebut mengakibatkan gaya lembam atau gaya inersia saat mobil belok yang besarnya dapat dihitung dengan menggunakan persamaan (2.12). Dengan menggunakan persamaan tersebut dengan besar percepatan sentrifugal adalah 10.088 m/s² gaya inersia dapat dihitung. Besar gaya inersia dari masing-masing beban dapat diketahui sebagai berikut:

Tabel 3.6 Gaya inersia akibat belok

No	Jenis beban	Gaya inersia (N)
1	Chassis	706.16
2	<i>Engine</i>	665.808
3	Radiator	161.408
4	<i>Exhaust</i>	100.88
5	Tangki	161.408
6	Aki	141.232

7	<i>Drivetrain</i>	242.112
9	<i>Driver</i>	1614.08

2. Gaya vertikal

Gaya vertikal disebabkan oleh adanya beban beban pada mobil yang ditumpu oleh chassis. Beban beban yang dimaksud adalah *engine*, *Drivetrain*, tangki, radiator, *exhaust*, *tangki*, *Body*, aki, *Steering*, roda, dan *driver*. Dengan menggunakan persamaan (2.4) dan besar percepatan gravitasi sebesar 9.81 m/s^2 maka gaya vertikal dari masing masing beban dapat dihitung sebagai berikut:

Tabel 3.7 Gaya vertikal dari beban beban yang bertumpu pada chassis

No	Jenis beban	Gaya vertikal (N)
1	Chassis	686.7
2	<i>Engine</i>	647.46
3	Radiator	156.96
4	<i>Exhaust</i>	98.1
5	Tangki	156.96
6	Aki	137.34
7	<i>Drivetrain</i>	235.44

	<i>Driver</i>	1569.6
--	---------------	--------

3. Gaya tumpuan A arm

Gaya tumpuan terjadi akibat adanya gaya kearah vertikal dan momen pada mobil. Dengan mengacu pada titik berat mobil berada di tengah, maka gaya tumpuan A arm adalah besar gaya berat total dibagi dua. Sehingga besar gaya tumpuan pada A arm adalah sebagai berikut:

$$F_{tumpuan} = \frac{280 \times 9.81}{2}$$

$$F_{tumpuan} = 1373.4$$

Sehingga besar gaya tumpuan A arm pada chassis adalah 1373.4 N

4. Lateral transfer load

Lateral transfer load terjadi karena adanya momen guling pada saat belok. Pada saat belok chassis akan sedikit memuntir kearah luar dari pusat belok. Dengan menggunakan persamaan (2.10) dan (2.12) besarnya lateral transfer load adalah sebagai berikut:

$$F_{z3,4} = 914.89 \text{ N}$$

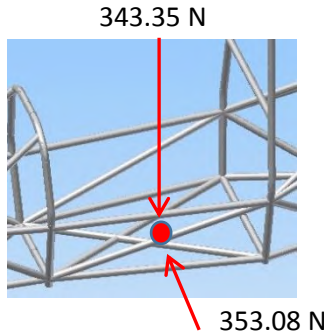
Sehingga besarnya lateral transfer load pada tumpuan $F_{z3,4}$ adalah 914.89 N

Gaya lateral transfer load ini kemudian akan dipindahkan titik gayanya pada tengah chassis sehingga akan menimbulkan momen. Besar momen yang terjadi adalah besar gaya longitudinal transfer load dikalikan dengan setengah dari panjang trackwidth.

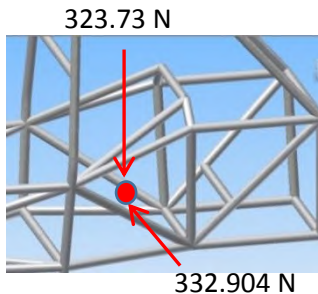
Setelah masing masing gaya yang terjadi pada saat belok didapatkan, maka langkah selanjutnya adalah memberikan gaya

gaya tersebut pada titik tumpuan masing masing beban pada chassis.

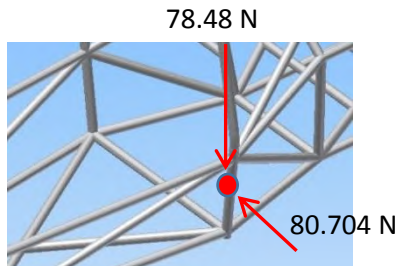
Titik tumpu gaya gaya yang terjadi dan *Boundary condition* pada chassis saat belok dapat dilihat pada gambar di bawah ini.



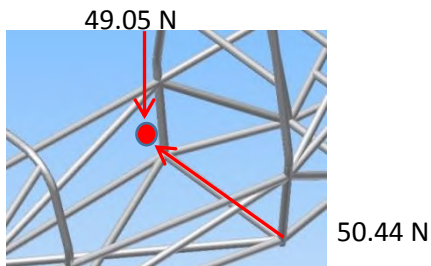
Gambar 3.29 Gaya akibat berat chassis saat belok



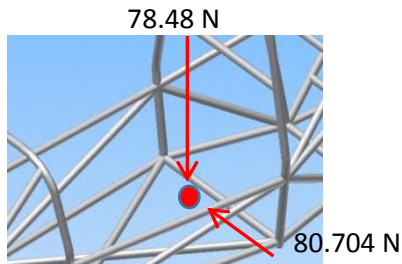
Gambar 3.30 Gaya akibat berat *engine* saat belok



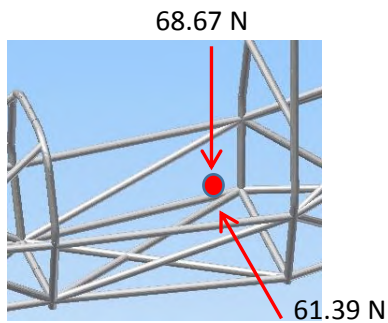
Gambar 3.31 Gaya akibat berat radiator saat belok



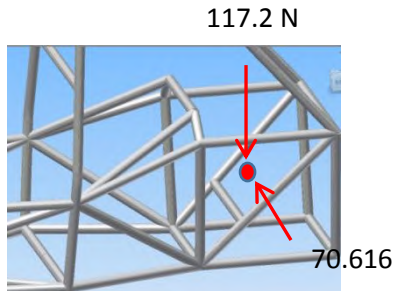
Gambar 3.32 Gaya akibat berat *exhaust* saat belok



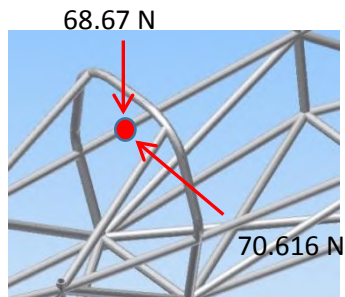
Gambar 3.33 Gaya akibat berat tangki saat belok



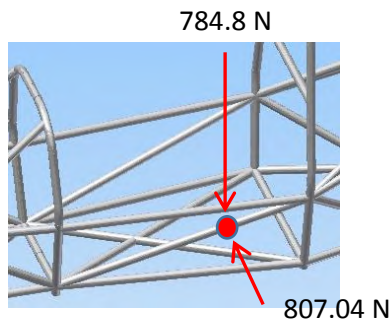
Gambar 3.34 Gaya akibat berat aki saat belok



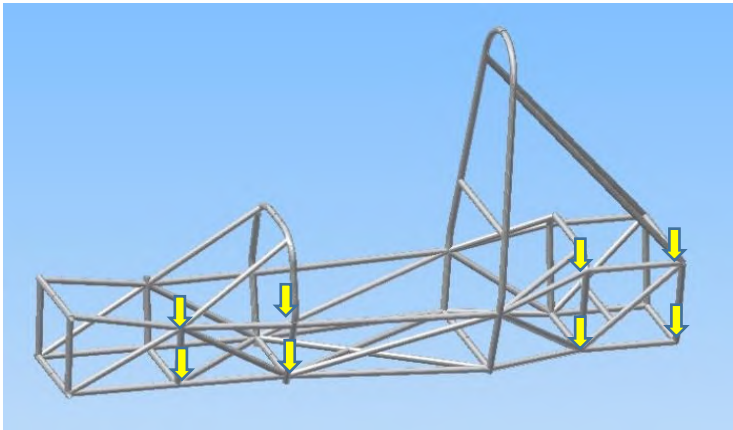
Gambar 3.35 Gaya akibat berat *Drivetrain* saat belok



Gambar 3.36 Gaya akibat berat *Steering* saat belok

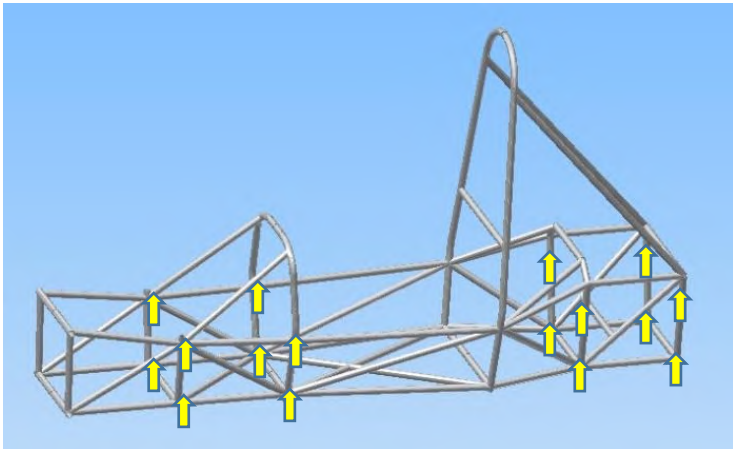


Gambar 3.37 Gaya akibat berat pengendara saat belok



Gambar 3.38 Lateral transfer load

Boundary condition pada simulasi pembebanan akibat belok adalah dengan memberikan *constrain* pada tumpuan A arm depan dan belakang bagian salah satu sisi. *Constrain (fix point)* pada pembebanan akibat belok dapat dilihat pada gambar di bawah ini.



Gambar 3.39 *Boundary condition* pembebanan saat Belok

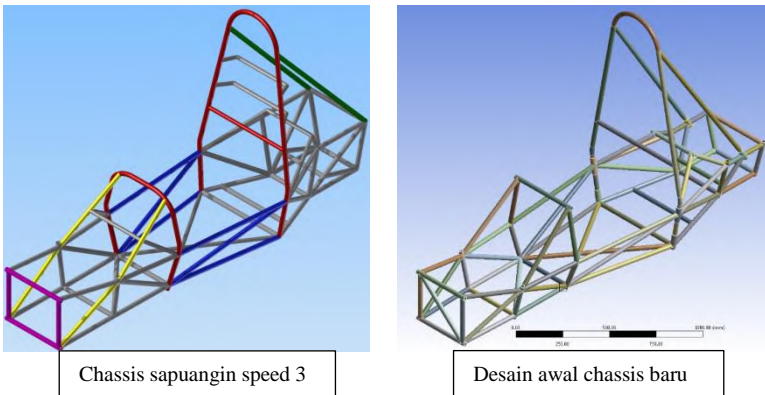
Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB IV HASIL DAN ANALISA

Dalam bab 4 ini akan dijelaskan mengenai hasil dari simulasi desain chassis yang telah memenuhi *syarat alternative frame rule* sebagai syarat diterimannya desain chassis menggunakan material alumunium juga akan dijelaskan analisa desain chassis hasil simulasi.

4.1 Desain Chassis

Berikut ini merupakan desain chassis sapuangin speed 3 dan desain awal chassis baru. Chassis sapuangin speed 3 menggunakan material steel dengan berat 35 Kg sedangkan chassis baru menggunakan material aluminium mempunyai berat 22 Kg.



Gambar 4.1 Perbedaan desain awal chassis baru dan sebelumnya

Perbedaan desain awal chassis baru dan sebelumnya (sapuangin speed 3) adalah sebagai berikut:

- Letak tumpuan A-arm pada desain baru terletak tepat pada sambungan (joint) antar tube chassis sedangkan chassis lama tidak pada sambungan (joint) nya.
- Struktur front roll hoop chassis baru tidak berbentuk lengkungan sedangkan pada chassis lama berbentuk lengkung.
- Main roll hoop bracing pada chassis baru tidak terletak pada struktur chassis paling belakang.

Desain chassis baru adalah desain awal dari chassis. Desain ini adalah stuktur paling sederhana dari desain chassis pada rule formula sae internasional. Desain chassis baru memerlukan simulasi pengujian statis seperti yang tertuang dalam aturan alternative frame rule karena menggunakan material aluminium. Jika tidak memenuhi syarat maka harus melakukan desain ulang atau dengan menambah struktur pada desain chassis.

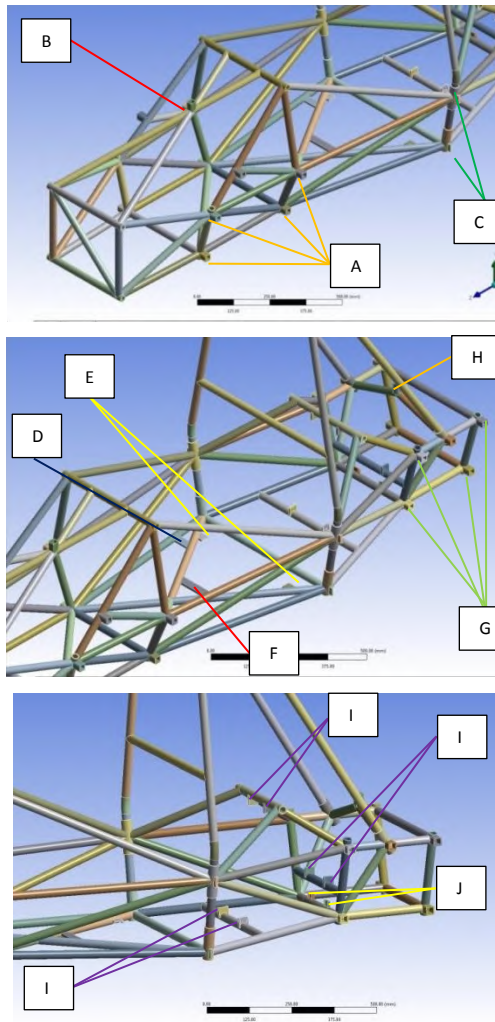
4.2 Tumpuan Beban pada Chassis

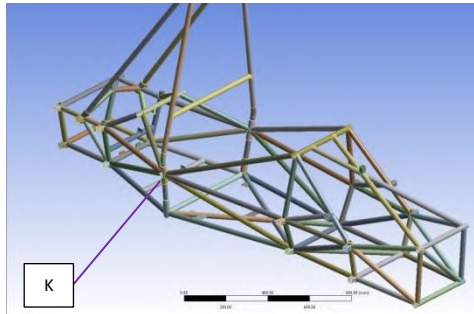
Beban yang ada pada kendaraan akan bertumpu pada tumpuan di chassis. Agar lebih mudah mendefinisikan jenis tumpuan, maka tumpuan beban-beban pada chassis dapat dikelompokkan sebagai berikut:

- Tumpuan A = tumpuan Arm depan
- Tumpuan B = tumpuan suspensi depan
- Tumpuan C = tumpuan radiator
- Tumpuan D = tumpuan aki
- Tumpuan E = tumpuan tangki
- Tumpuan F = tumpuan pengendara
- Tumpuan G = tumpuan Arm belakang
- Tumpuan H = tumpuan suspensi belakang
- Tumpuan I = tumpuan engine

- Tumpuan J = tumpuan drivetrain
- Tumpuan K = tumpuan exhaust

Letak tumpuan masing masing beban di atas dapat dilihat pada gambar 4.1 di bawah ini:





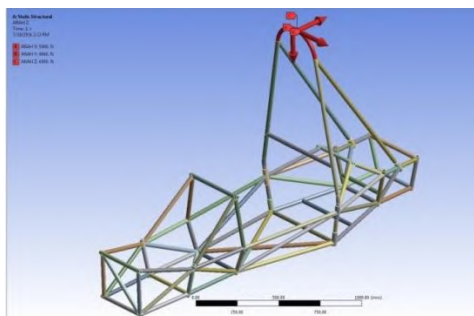
Gambar 4.2 Nama tumpuan beban pada chassis

4.3 Pembebanan Alternative Frame Rule

Pembebanan *Alternative Frame rule* dilakukan untuk mengetahui desain chassis yang telah dibuat apakah sesuai dengan syarat dalam aturan Formula SAE Internasional. *Alternative Frame Rule* adalah aturan pembuatan desain chassis apabila menggunakan material aluminium ataupun monocoupe.

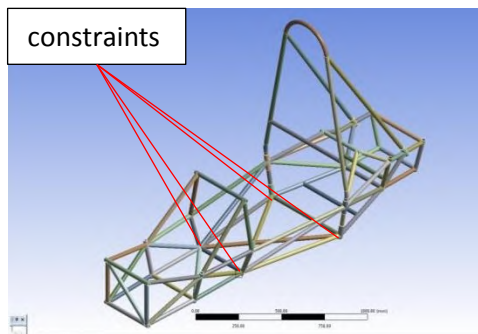
Pembebanan pada *Alternative Frame Rule* diberikan sesuai dengan standar dalam Formula SAE Internasional, yang meliputi pembebanan pada *main roll hoop*, *front roll hoop*, *front bulkhead*, dan *side impact structure*.

1. Pembebanan pada Main Roll Hoop



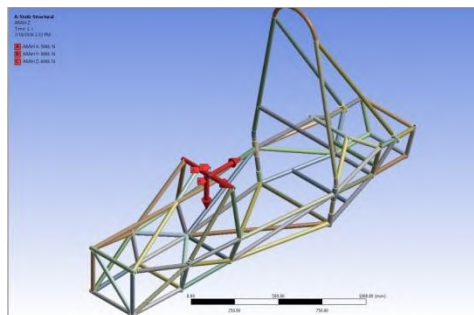
Gambar 4.3 Pembebanan *alternative frame rule* pada *main roll hoop*

Pembebanan pada main roll hoop dilakukan dengan memberikan gaya pada puncak dari *main roll hoop* sebesar -9 kN pada arah sumbu y, 6 kN pada arah sumbu z, dan 5 kN pada arah sumbu x. constrain (fixed point) diberikan pada node paling bawah pada struktur *main roll hoop* dan *front roll hoop* seperti pada gambar di bawah ini:



Gambar 4.4 Constrain *alternative frame rule* pada *main roll hoop*
Defleksi yang diijinkan pada pembebanan *main roll hoop* adalah sebesar 25 mm pada struktur chassis.

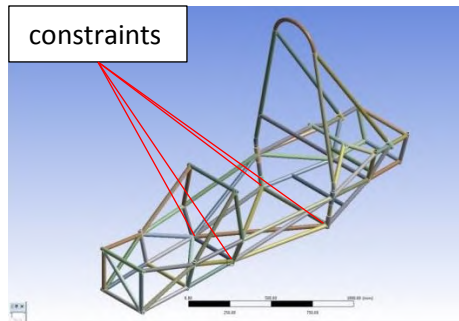
2. Pembebanan pada *Front Roll Hoop*



Gambar 4.5 Pembebanan *alternative frame rule* pada *front roll hoop*

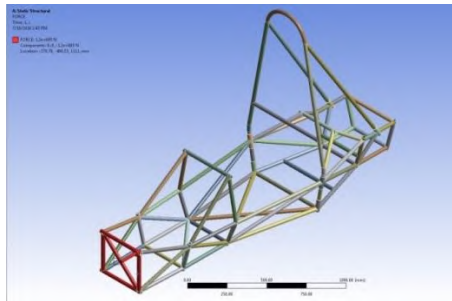
Pembebanan pada *front roll hoop* dilakukan dengan memberikan gaya pada puncak dari *front roll hoop* sebesar -9 kN pada arah sumbu y, 6 kN pada arah sumbu z, dan 5 kN pada arah sumbu x. constrain (fixed point) diberikan pada node paling bawah pada struktur *main roll hoop* dan *front roll hoop*.

Defleksi yang diijinkan adalah sebesar 25 mm pada seluruh struktur chassis.



Gambar 4.6 Constrain *alternative frame rule* pada *front roll hoop*

3. Pembebanan pada *Front Bulkhead*

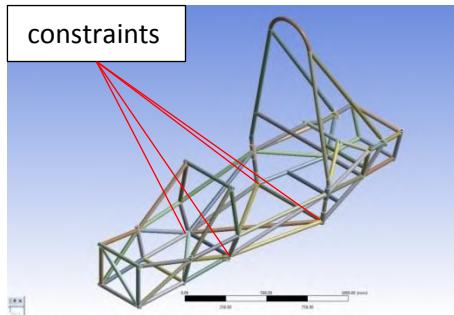


Gambar 4.7 Pembebanan *alternative frame rule* pada *front bulkhead*

Pembebanan pada *front bulkhead* dilakukan dengan memberikan gaya pada *front bulkhead* sebesar 120 kN pada arah

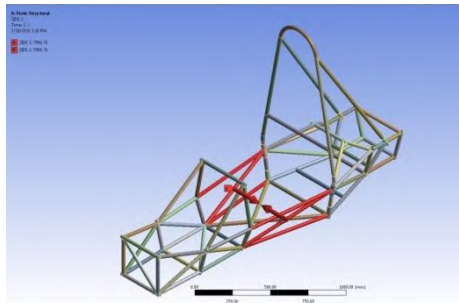
sumbu y. constrain (fixed point) diberikan pada node paling bawah pada struktur *main roll hoop* dan *front roll hoop*.

Defleksi yang diijinkan adalah sebesar 25 mm pada seluruh struktur chassis.



Gambar 4.8 constrain *alternative frame rule* pada *front bulkhead*

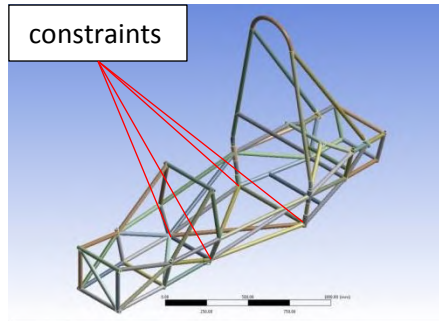
4. Pembebanan pada *side impact structure*



Gambar 4.9 Pembebanan *alternative frame rule* pada *side impact structure*

Pembebanan pada *side impact structure* dilakukan dengan memberikan gaya pada *side impact structure* sebesar 7 kN dan -7 kN pada arah sumbu y. constrain (fixed point) diberikan pada node paling bawah pada struktur *main roll hoop* dan *front roll hoop*.

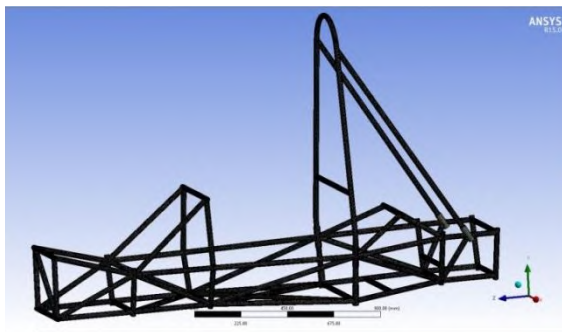
Defleksi yang diijinkan adalah sebesar 25 mm pada seluruh struktur chassis.

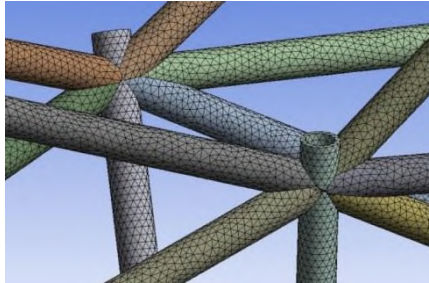


Gambar 4.10 Constrain *alternative frame rule* pada *side impact structure*

4.4 Hasil dan Analisa Pembebanan Alternative Frame Rule

Untuk melakukan proses simulasi pada desain chassis, maka diperlukan proses meshing terlebih dahulu. Meshing adalah proses pemecahan geometri chassis menjadi bagian bagian kecil. Proses meshing pada desain chassis ini menggunakan bentuk tetrahedron yang menghasilkan elemen sebanyak 580936 dan nodes sebanyak 1174867. Berikut ini merupakan gambar chassis yang telah melalui proses meshing seperti pada gambar:

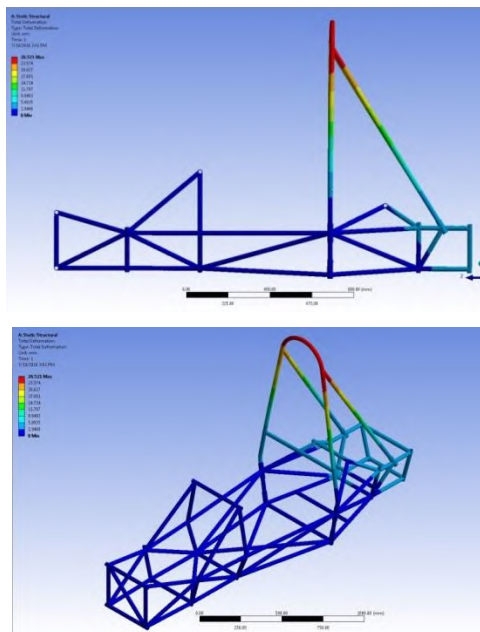




Gambar 4.11 Proses meshing pada desain chassis

Berikut ini adalah hasil simulasi desain chassis dengan menggunakan pembebanan sesuai dengan *alternative frame rule* sebagai berikut:

1. Pembebanan pada *main roll hoop*



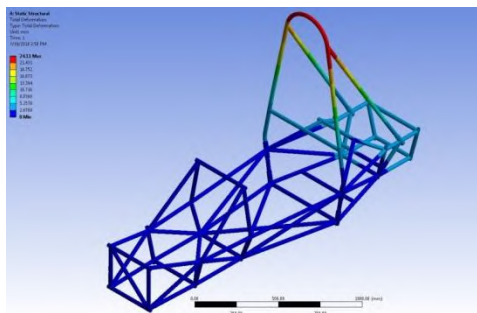
Gambar 4.12 Hasil simulasi pembebanan pada *main roll hoop*

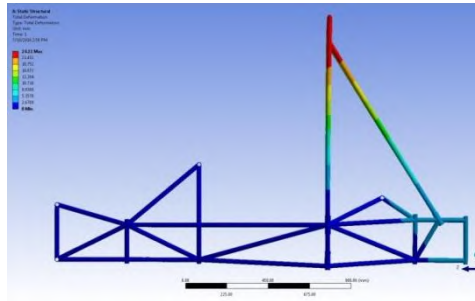
Pada gambar 4.12 di atas merupakan hasil simulasi pada pembebanan *main roll hoop*. Dari gambar tersebut dapat kita ketahui bahwa saat pembebanan pada *main roll hoop* dengan beban sebesar 5 kN pada arah sumbu x, -9 kN pada arah sumbu y, dan 6 kN pada arah sumbu z, akan menghasilkan defleksi sebesar 26.52 mm.

Pada *alternative frame rule* disyaratkan defleksi maksimal pada pembebanan *main roll hoop* yang diperbolehkan adalah 25 mm, sedangkan pada desain chassis di atas defleksi yang terjadi adalah sebesar 27.075 mm, sehingga desain tersebut tidak memenuhi syarat sesuai *alternative frame rule* pada pembebanan *main roll hoop*. Oleh karena itu diperlukan penguatan pada struktur yang mengalami deformasi terbesar.

Pada gambar 4.11 di atas terlihat bahwa deformasi paling besar terjadi pada puncak *main roll hoop*. Pada struktur tersebut menggunakan material steel dengan tebal 2.4 mm. Penguatan pada struktur tersebut bisa dilakukan dengan menambah struktur baru ataupun dengan menambah tebal dari tube chassis.

Untuk memenuhi syarat pada *alternative frame rule*, pada struktur *main roll hoop bracing* ditambahkan tebalnya menjadi 2.5 mm. Selanjutnya desain chassis disimulasikan pada software Ansys. Berikut ini merupakan hasil simulasi chassis setelah dilakukan penambahan tebal pada *main roll hoop bracing* sebagai berikut:



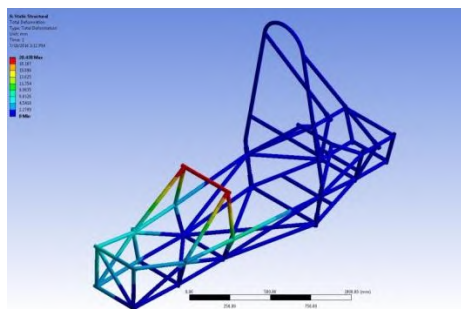


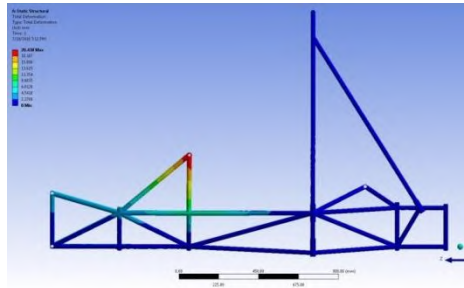
Gambar 4.13 Hasil simulasi pembebanan pada *main roll hoop* setelah dilakukan penambahan tebal pada *main roll hoop* dan *bracing*

Gambar di atas merupakan hasil simulasi setelah penambahan ketebalan pada *main roll hoop bracing* dan dapat kita lihat bahwa defleksi yang terjadi menjadi berkurang menjadi 24.11 mm. Sehingga desain chassis di atas telah memenuhi syarat seperti pada *alternative frame rule* untuk pembebanan *main roll hoop*.

2. Pembebanan pada *front roll hoop*

Setelah struktur pada *main roll hoop* terpenuhi, selanjutnya adalah melakukan pembebanan pada *front roll hoop*. Pembebanan pada *front roll hoop* dilakukan dengan memberikan beban sebesar 5 kN pada arah sumbu x, -9 kN pada arah sumbu y, dan 6 kN pada arah sumbu z pada puncak *Front roll hoop*.





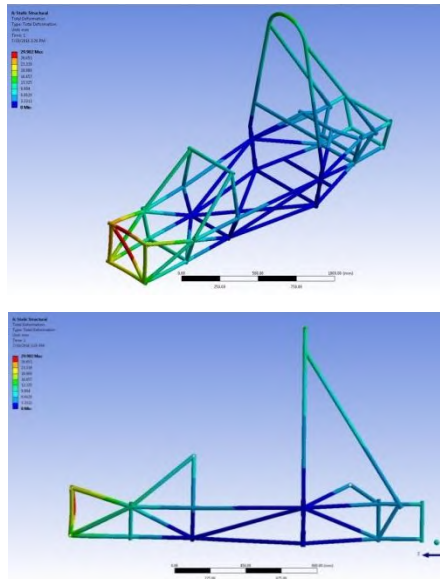
Gambar 4.14 Pembebanan pada *front roll hoop*

Pada gambar 4.14 di atas merupakan hasil simulasi pada pembebanan *front roll hoop*. Dari gambar tersebut dapat dilihat bahwa defleksi terbesar terjadi pada puncak *front roll hoop*. Defleksi yang terjadi sebesar 20.438 mm yang ditunjukkan dengan warna merah pada gambar di atas.

Pada alternative frame rule disyaratkan defleksi maksimal pada pembebanan *front roll hoop* yang diperbolehkan adalah 25 mm, sedangkan pada desain chassis di atas defleksi yang terjadi adalah sebesar 20.438 mm, sehingga desain tersebut memenuhi syarat sesuai alternative frame rule pada pembebanan *front roll hoop*.

3. Pembebanan pada *front bulkhead*

Pembebanan pada *front bulkhead* dilakukan dengan memberikan beban pada *front bulkhead*. Pembebanan dilakukan dengan memberikan gaya pada arah sumbu z sebesar -120 kN. Defleksi maksimal yang diperbolehkan adalah sebesar 25 mm pada struktur chassis.



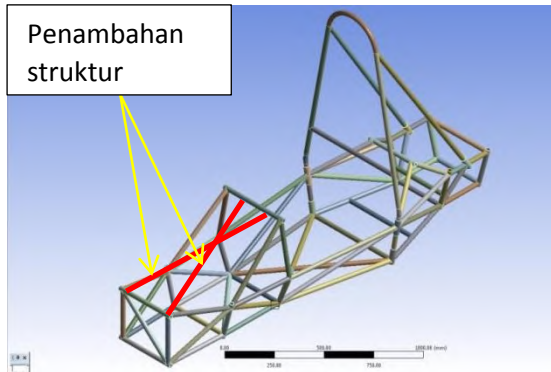
Gambar 4.15 Pembebanan pada *front bulkhead*

Pada gambar 4.15 merupakan hasil simulasi pada pembebanan *front bulkhead*. Dari gambar tersebut dapat dilihat bahwa defleksi terbesar terjadi pada struktur *front bulkhead*. Defleksi yang terjadi sebesar 29.902 mm.

Pada *alternative frame rule* disyaratkan defleksi maksimal pada pembebanan *front bulkhead* yang diperbolehkan adalah 25 mm, sedangkan pada desain chassis di atas defleksi yang terjadi adalah sebesar 29.902mm, sehingga desain tersebut tidak memenuhi syarat sesuai *alternative frame rule* pada pembebanan *front bulkhead*.

Oleh karena itu dilakukan penguatan pada struktur *front bulkhead* agar struktur chassis dapat memenuhi syarat yang telah ditentukan. Penguatan struktur bulkhead dilakukan dengan menambah struktur pada *front bulkhead* dan *front roll hoop* untuk menahan gaya yang diberikan pada arah sumbu z negative.

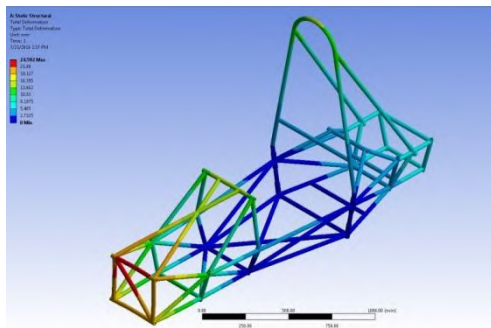
Penambahan struktur chassis dapat dilihat seperti pada gambar di bawah ini:

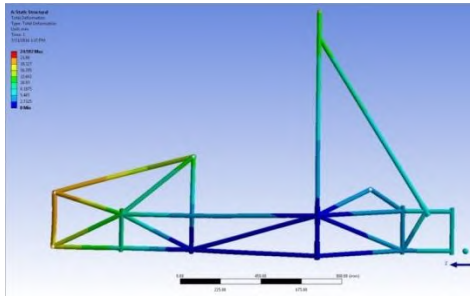


Gambar 4.16 Penambahan struktur chassis pada struktur bulkhead

Setelah dilakukan penambahan struktur pada bulkhead seperti pada gambar 4.16 di atas maka akan dilakukan simulasi untuk mengetahui apakah struktur chassis telah memenuhi syarat seperti pada *alternative frame rule* yaitu defleksi maksimal yang diperbolehkan yaitu 25 mm.

Berikut ini merupakan hasil dari simulasi pembebanan pada *front bulkhead* setelah dilakukan penambahan struktur antara *front bulkhead* dan *front roll hoop* sebagai berikut:





Gambar 4.17 Hasil simulasi pada *front bulkhead* setelah penambahan struktur

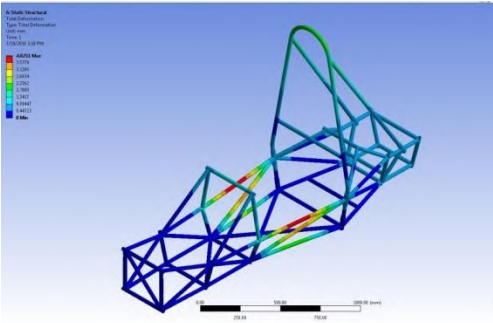
Pada gambar 4.17 di atas dapat dilihat bahwa defleksi terbesar terjadi pada puncak *front bulkhead*. Defleksi yang terjadi sebesar 24.592 mm yang ditunjukkan dengan warna merah pada gambar di atas.

Pada alternative frame rule disyaratkan defleksi maksimal pada pembebanan *front roll hoop* yang diperbolehkan adalah 25 mm, sedangkan pada desain chassis di atas defleksi yang terjadi adalah sebesar 24.592 mm, sehingga desain tersebut telah memenuhi syarat sesuai alternative frame rule pada pembebanan *front roll hoop*.

4. Pembebanan pada *side impact*

Pembebanan pada *side impact* dilakukan dengan memberikan beban pada struktur *side impact* pada arah samping. Pembebanan dilakukan dengan memberikan gaya pada arah sumbu x sebesar 7 kN dan -7 kN. Defleksi maksimal yang diperbolehkan adalah sebesar 25 mm pada struktur chassis.

Berikut ini adalah hasil dari simulasi dengan pembebanan pada *side impact* structre sebagai berikut:



Gambar 4.18 Pembebanan pada *side impact*

Pada gambar 4.18 merupakan hasil simulasi pada pembebanan *side impact structure*. Dari gambar tersebut dapat dilihat bahwa defleksi terbesar terjadi pada struktur *side impact structure*. Defleksi yang terjadi sebesar 3.5341 mm.

Pada alternative frame rule disyaratkan defleksi maksimal pada pembebanan *front bulkhead* yang diperbolehkan adalah 25 mm, sedangkan pada desain chassis di atas defleksi yang terjadi adalah sebesar 3.5341 mm, sehingga desain tersebut memenuhi syarat sesuai alternative frame rule pada pembebanan *side impact*.

5. Rangkuman pembebanan sesuai Alternative frame rule

Berikut ini merupakan tabel hasil simulasi keempat pembebanan sesuai *alternative frame rule* sebagai berikut:

Tabel 4.1 Hasil simulasi *alternative frame rule*

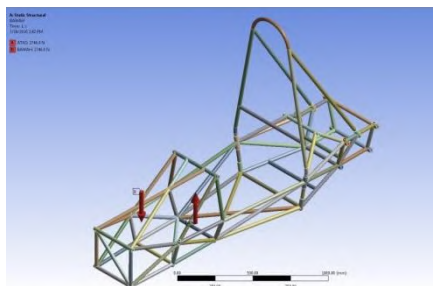
No	Pembebanan	Defleksi (mm)			
		Simulasi ke-1	Ket	Simulasi ke-2	Ket
1	Main roll hoop	27.039 mm	Gagal	24.35 mm	memenuhi

2	<i>Front roll hoop</i>	20.691 mm	memenuhi		
3	<i>Front bulkhead</i>	30.691 mm	Gagal	24.797 mm	memenuhi
4	<i>Side impact structure</i>	3.9865 mm	memenuhi		

Dari keempat pembebanan di atas defleksi dari masing masing pembebanan telah menghasilkan defleksi kurang dari 25 mm, sehingga sesuai dengan alternative frame rule pada rule formula sae internasional. Oleh karena itu desain chassis di atas telah memenuhi syarat sebagai desain chassis formula sae.

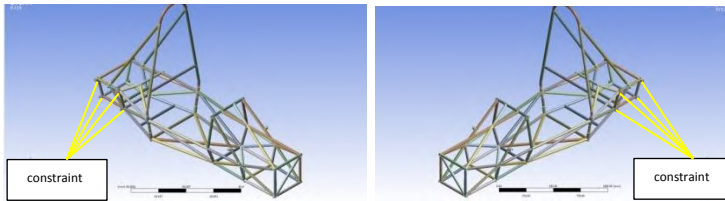
4.5 Hasil dan Analisa Simulasi Torsional Rigidity

Untuk mengetahui torsional rigidity dari desain chassis, maka dilakukan simulasi pada desain chassis dengan memberikan beban sebesar 2746.8 N. Beban tersebut merupakan berat total kendaraan beserta dengan pengemudinya. Beban tersebut diberikan pada tumpuan suspensi depan dengan arah yang berlawanan seperti pada gambar di bawah ini:



Gambar 4.19 Pembebanan pada simulasi torsional rigidity

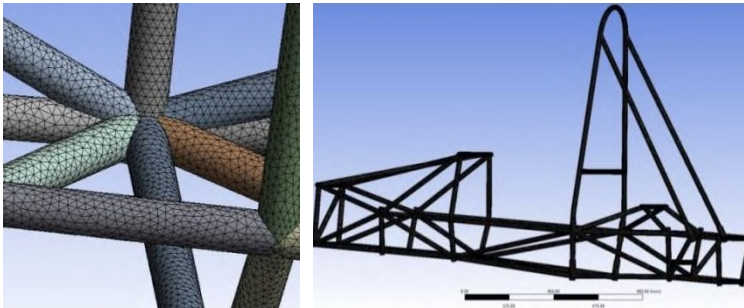
Sedangkan constrain (fix point) diberikan pada tumpuan arm belakang seperti gambar berikut ini:



Gambar 4.20 Fixed point pada simulasi torsional rigidity

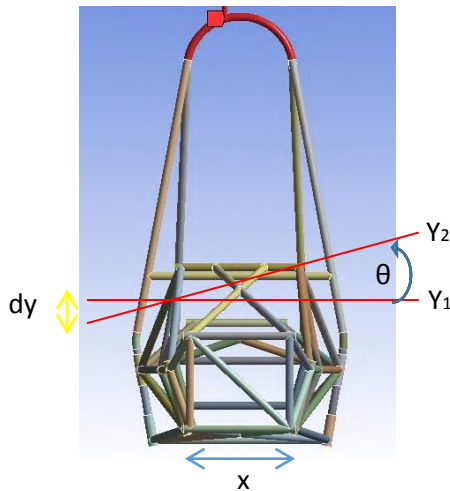
Sebelum melakukan simulasi torsional rigidity maka perlu dilakukan proses meshing. Meshing merupakan pemecahan geometri chassis menjadi bagian bagian kecil. Dalam proses meshing digunakan bentuk tetrahedron dan menghasilkan elemen sebanyak 613288 dan nodes sebanyak 1236961.

Berikut ini merupakan chassis yang telah dilakukan meshing sebagai berikut:



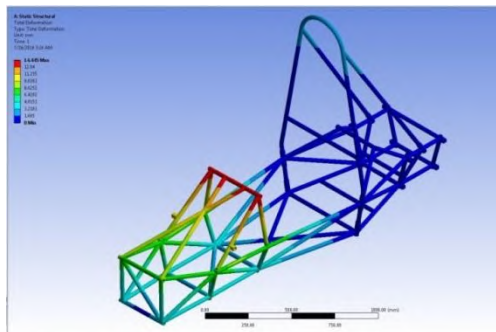
Gambar 4.21 Proses meshing pada desain chassis

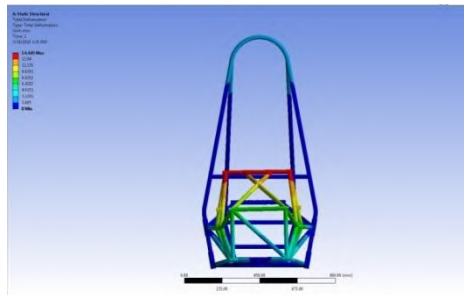
Metode untuk melakukan pengukuran sudut puntir akibat pembebanan torsional dapat dilakukan dengan menggunakan cara sebagai berikut ini:



Gambar 4.22 metode pengukuran sudut puntir saat pembebanan torsional

Sudut θ didapatkan dengan menggunakan persamaan $\theta = \arcsin(dy/x)$. dy merupakan selisih defleksi maksimum dan minimum, sedangkan x adalah jarak antara tumpuan suspensi depan bagian kanan dan kiri yaitu 433.8 mm.





Gambar 4.23 Hasil simulasi torsional rigidity

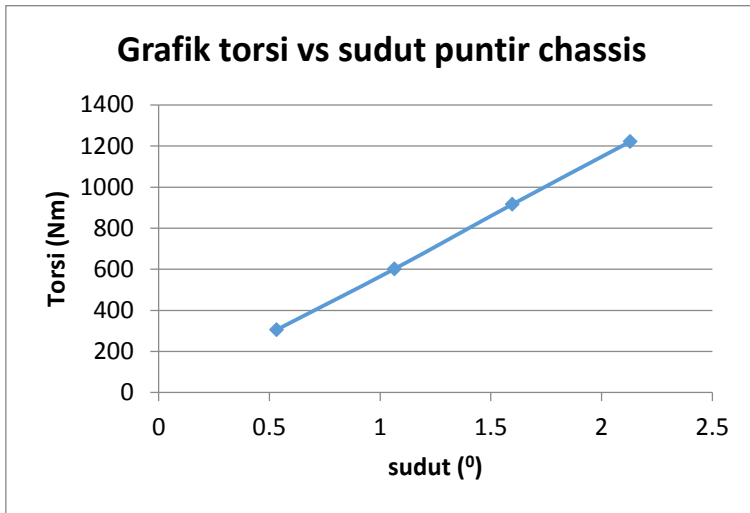
Dari gambar 4.23 merupakan hasil simulasi torsional rigidity dengan beban berat kendaraan dan pengendara sebesar 2746.8 N. dari gambar di atas dapat diketahui bahwa pada pembebanan torsional tersebut besar defleksi maksimum dan minimum yang terjadi adalah 14.445 mm dan 0 mm. Sudut puntir yang terjadi dapat dihitung dengan menggunakan persamaan diatas dan menghasilkan sudut puntir sebesar 2.1196 derajat.

Pada pengujian torsional rigidity chassis dilakukan 4 kali pengujian dengan beban 0.25, 0.5, 0.75, dan 1 kali berat kendaraan beserta pengendara. Hasil dari simulasi keempat pembebanan tersebut dapat dilihat pada tabel di bawah ini:

Tabel 4.2 Hasil simulasi torsional rigidity

No	Pembebanan	Nilai (N)	Torsi (Nm)	sudut
1	0.25 x W	686.7	305.35	0.5324
2	0.5 x W	1373.4	601.71	1.0648
3	0.75 x W	2060.1	916.07	1.597
4	1 x W	2746.8	1221.43	2.1296

Dari hasil pengujian di atas dapat dibuat grafik seperti pada gambar di bawah ini:



Gambar 2.24 Grafik sudut puntir chassis pembebanan torsional

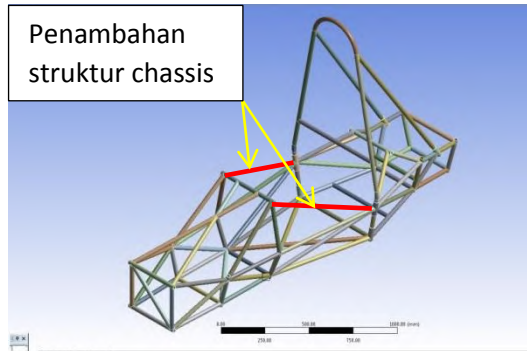
Pada grafik diatas dapat dilihat bahwa grafik tersebut menunjukkan trendline yang lurus, sehingga untuk mengetahui besar torsi yang diperlukan agar chassis terdefleksi sebesar 1 derajat, maka dapat dilakukan dengan cara iterasi. Sehingga besar torsional rigidity chassis adalah sebesar 565.63 Nm/deg.

Dari hasil di atas dapat dilihat bahwa nilai torsional rigidity desain chassis baru masih dibawah desain chassis sebelumnya. Oleh karena itu diperlukan penguatan struktur pada chassis agar nilai torsional lebih dari atau sama dengan desain chassis sebelumnya.

Pada pengujian torsional rigidity, chassis diberikan gaya puntir pada tumpuan suspensi depan. Oleh karena itu, daerah defleksi maksimal terjadi pada struktur *front roll hoop* seperti pada gambar 4.24 di atas. Oleh karena itu, penguatan chassis dilakukan pada struktur tersebut dengan menambahkan tube

antara *front roll hoop* dan *main roll hoop*. Dengan penambahan struktur tersebut diharapkan akan mengurangi defleksi puntir pada chassis.

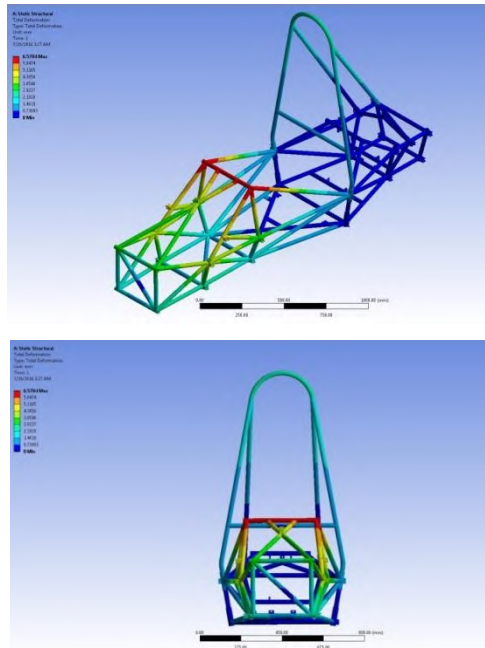
Berikut ini merupakan gambar penambahan struktur chassis untuk simulasi torsional rigidity sebagai berikut:



Gambar 4.25 Penambahan struktur chassis antara *front roll hoop* dan *main roll hoop*

Setelah dilakukan penambahan struktur pada chassis, maka dilakukan simulasi untuk melihat apakah torsional rigidity menjadi lebih besar dari chassis sebelumnya. Simulasi dilakukan sama dengan proses sebelumnya, yaitu dengan melakukan meshing terlebih dahulu, dan dengan menggunakan 4 pembebanan yaitu 0.25, 0.5, 0.75, dan 1 x berat kendaraan beserta pengemudi.

Berikut ini merupakan hasil dari simulasi torsional rigidity pada desain chassis yang telah ditambahkan struktur tambahan sebagai berikut:



Gambar 4.26 Hasil simulasi torsional rigidity setelah penambahan struktur

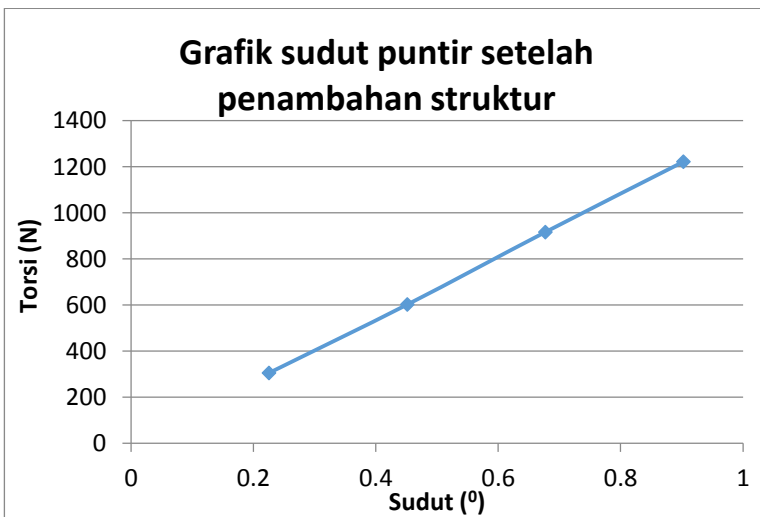
Dari gambar 4.26 di atas dapat diketahui bahwa pada pembebanan torsional tersebut besar defleksi maksimum dan minimum yang terjadi adalah 6.5784 mm dan 0 mm. sehingga sudut puntir yang terjadi dapat dihitung dengan menggunakan persamaan diatas dan menghasilkann sudut puntir sebesar 0.9026 derajat.

Pada pengujian torsional rigidity chassis dilakukan 4 kali pengujian dengan beban 0.25, 0.5, 0.75, dan 1 kali berat kendaraan beserta pengendara. Hasil dari simulasi keempat pembebanan tersebut dapat dilihat pada tabel di bawah ini:

Tabel 4.3 Hasil simulasi torsional rigidity

No	Pembebanan	Nilai (N)	Torsi (Nm)	sudut
1	0.25 x W	686.7	305.35	0.2256
2	0.5 x W	1373.4	601.71	0.4513
3	0.75 x W	2060.1	916.07	0.6769
4	1 x W	2746.8	1221.43	0.9026
5	1.25 x W	2433.5	1526.77	1.1282
6	1.5 x W	4119.0	1831	1.3539

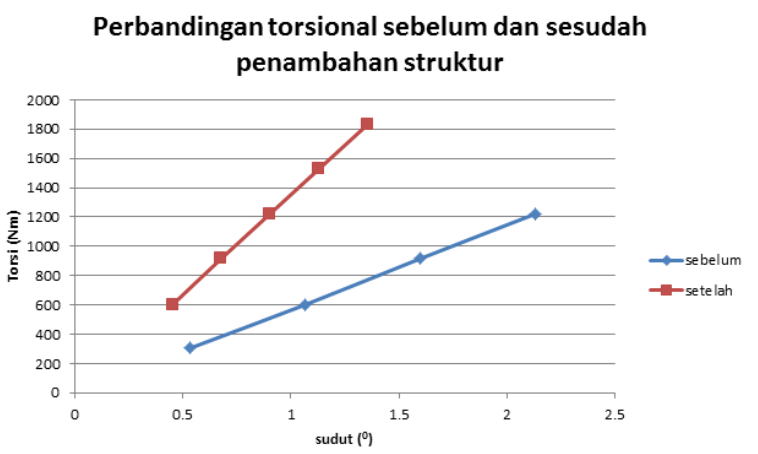
Dari hasil pengujian di atas dapat dibuat grafik seperti pada gambar di bawah ini:



Gambar 4.27 Grafik sudut puntir setelah penambahan struktur

Pada grafik diatas dapat dilihat bahwa grafik tersebut menunjukkan trendline yang lurus, sehingga untuk mengetahui besar torsi yang diperlukan agar chassis terdefleksi sebesar 1 derajat, maka dapat dilakukan dengan cara itrasiSehingga besar torsional rigidity chassis adalah sebesar 1353.23 Nm/deg.

Berikut ini merupakan perbandingan torsional rigidity chassis sapuangin speed 2,3, dan chassis baru.



Gambar 4.28 Grafik perbandingan sudut puntir sebelum dan setelah penambahan struktur

Tabel 4.4 Perbandingan torsional rigidity chassis SAS 3 dan chassis baru

	SAS 3	Chassis baru	
		Sebelum penambahan struktur	Setelah penambahan struktur
Berat	34 Kg	21.458 Kg	22.07 Kg

Torsional Rigidity	1327.427 Nm/deg	565.63 Nm/deg	1353.23 Nm/deg
Torsional Rigidity to Weight	39.04	26.35	61.51

Dari tabel di atas dapat diketahui bahwa desain chassis baru setelah penambahan struktur memiliki nilai torsional rigidity yang lebih besar dari chassis sebelumnya dan juga mempunyai nilai torsional rigidity to weight sebesar 61.80. Nilai ini lebih besar dari chassis sapuangan speed 3.. Sehingga desain chassis baru telah memenuhi apa yang telah diinginkan.

4.6 Hasil dan Analisa Simulasi Kekuatan Chassis Berdasarkan Beban Dinamis

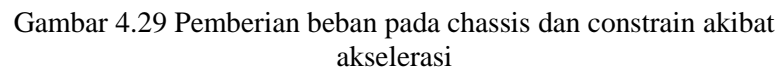
4.6.1 Akibat Akselerasi

Untuk mengetahui kekuatan chassis akibat akselerasi maka dilakukan perhitungan beban beban yang terjadi saat melakukan akselerasi. Pembebanan tersebut antara lain adalah pembebanan akibat inersia dari beban beban yang bertumpu pada chassis meliputi engine, drivetrain, radiator, exhaust, tangki, aki, dan pengendara. Selain itu adalah beban vertical akibat adanya gravitasi, gaya dorong yang dilakukan oleh engine, dan longitudinal transfer load.

Pemberian beban tersebut disesuaikan dengan tumpuan masing masing beban. Beban engine diberikan pada tumpuan I, beban drivetrain diberikan pada tumpuan J, beban exhaust

Sedangkan constrain (fixed point) diberikan pada tumpuan arm depan (tumpuan A kanan dan kiri) dan arm belakang (tumpuan G kanan dan kiri).

Berikut ini merupakan proses pemberian beban pada chassis dan constrain (fixed point) akibat akselerasi sebagai berikut:



Gambar 4.29 Pemberian beban pada chassis dan constrain akibat akselerasi

Berikut ini merupakan contoh perhitungan beban-beban yang terjadi pada saat akselerasi sebagai berikut:

- Perhitungan gaya berat (akibat gravitasi)

Pada contoh perhitungan gaya berat diambil dari beban engine dengan massa 33 kg. Untuk menghitung gaya berat engine dilakukan dengan menggunakan persamaan 2.4

$$F_{engine} = m_{engine} \times g$$

$$F_{engine} = 33 \text{ Kg} \times 9.81 \text{ m/s}^2$$

$$F_{engine} = 323.73 \text{ N}$$

- Perhitungan gaya inersia (akibat percepatan)

Pada contoh perhitungan gaya inersia diambil dari beban engine dengan massa 33 kg. Untuk menghitung gaya inersia engine dilakukan menggunakan persamaan 2.14.

$$F_{engine} = m_{engine} \times a$$

$$F_{engine} = 33 \text{ Kg} \times 8.54 \text{ m/s}^2$$

$$F_{engine} = 281.82 \text{ N}$$

Pada perhitungan gaya inersia akibat akselerasi dilakukan pengalihan dengan factor pengali (safety factor) dengan nilai 2, sehingga besar gaya inersia menjadi,

$$F_{engine} = 281.82 \text{ N} \times 2$$

$$F_{engine} = 563.64 \text{ N}$$

- Perhitungan gaya dorong engine

Pada perhitungan gaya dorong engine, digunakan nilai percepatan yang dihasilkan pada mobil tercepat pada event akselerasi formula sae japan yaitu TU Graz dengan nilai percepatan sebesar 8.54 m/s^2 dengan menggunakan persamaan 2.5 sebagai berikut:

$$F_t = m_{total} \times a$$

$$F_t = 280 \text{ Kg} \times 8.54 \text{ m/s}^2$$

$$F_t = 2391.2 \text{ N}$$

Pada perhitungan gaya dorong pada saat akselerasi dilakukan pengalihan dengan factor pengali (safety factor) dengan nilai 2, sehingga besar gaya dorong menjadi,

$$F_t = 2391.2 \text{ N} \times 2$$

$$F_t = 4782.4 \text{ N}$$

- Perhitungan longitudinal transfer load

Perhitungan longitudinal transfer load dilakukan dengan asumsi titik berat kendaraan berada di tengah tengah chassis. Perhitungan dilakukan sesuai dengan rumus 2.21 dan 2.22 sebagai berikut:

$$F_{z1,4} = \left(\frac{L_r}{L} \times W_t \right) + \left(\frac{1}{2} \times \frac{M_p}{L} \right)$$

$$F_{z1,4} = \left(\frac{1}{2} \times \frac{L_r}{L} \times W_t \right) + \left(\frac{1}{2} \times \frac{m_{total} \times a \times h_r}{L} \right)$$

$$F_{z1,4} = \left(\frac{1}{2} \times \frac{1}{2} \times 2746.8 \right) + \left(\frac{1}{2} \times \frac{280 \times 8.54 \times 0.17}{1.58} \right)$$

$$F_{z1,4} = 686.7 + 128.64$$

$$F_{z1,4} = 815.34 \text{ N}$$

Pada perhitungan longitudinal transfer load pada saat akselerasi dilakukan pengalihan dengan factor pengali (safety factor) dengan nilai 2, sehingga besar gaya dorong menjadi,

$$F_t = 815.34 \text{ N} \times 2$$

$$F_t = 1630.68 \text{ N}$$

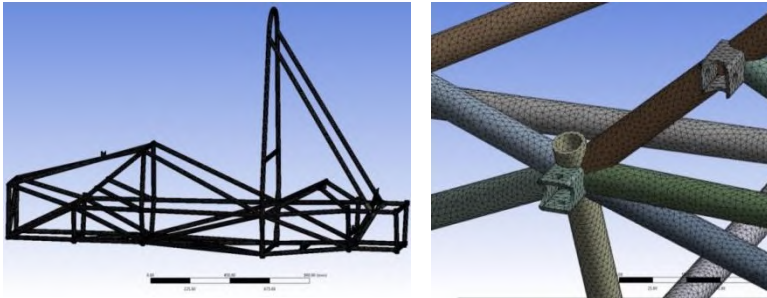
Berikut ini merupakan tabel hasil perhitungan beban saat akselerasi sebagai berikut:

Tabel 4.5 Hasil perhitungan beban saat akselerasi

N o	Beban	Mass a (Kg)	Berat (N)	Inersia (N)	Doron g (N)	Longitudin al transfer load (N)
1	Chassis	35	431.6 4	375.937 7	4782.4	1630.68
2	Engine	33	647.4 6	563.906 6		
3	Radiator	8	156.9 6	136.704 6		
4	Exhaust	5	98.1	85.4403 9		
5	Tangki	8	156.9 6	136.704 6		
6	Aki	7	137.3 4	119.616 5		
7	Drivetrain	12	235.4 4	205.056 9		
8	Driver	80	1569. 6	1367.04 6		

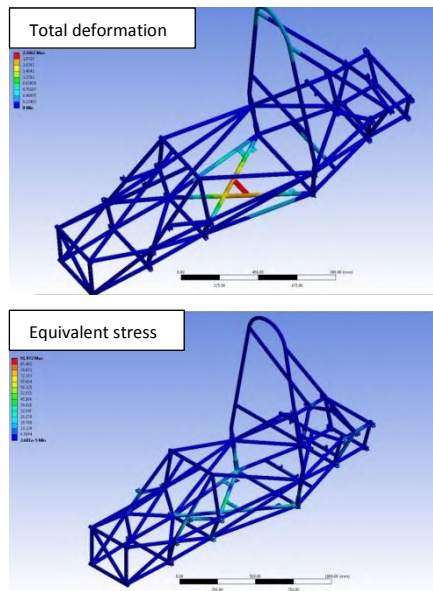
Sebelum melakukan simulasi pembebanan akselerasi pada software Ansys maka perlu dilakukan proses meshing. Meshing merupakan pemecahan geometri chassis menjadi bagian bagian kecil. Dalam proses meshing digunakan bentuk tetrahedron dan menghasilkan elemen sebanyak 708253 dan nodes sebanyak 1426092.

Berikut ini merupakan chassis yang telah dilakukan meshing sebagai berikut:



Gambar 4.30 Proses meshing pada desain chassis

Setelah proses meshing dilakukan maka simulasi dapat dilakukan. Berikut ini merupakan hasil simulasi dengan pembebanan saat akselerasi sebagai berikut:



Gambar 4.31 Hasil simulasi dengan pembebanan saat akselerasi

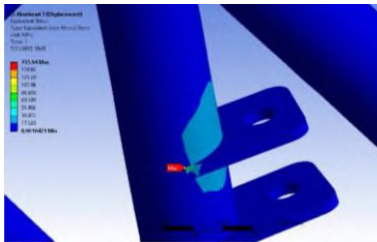
Gambar 4.31 di atas merupakan hasil simulasi dengan pembebanan saat akselerasi. Gambar pertama menunjukkan deformasi yang terjadi pada chassis. Pada gambar dapat diketahui bahwa besar defleksi terbesar yang terjadi adalah sebesar 2.1062 mm. Defleksi terbesar terjadi pada tumpuan pengendara yang dapat ditunjukkan pada gambar di atas dengan warna merah.

Sedangkan pada gambar kedua merupakan tegangan ekivalen yang terjadi pada chassis saat diberikan pembebanan akselerasi. Dari gambar tersebut dapat diketahui bahwa daerah yang mengalami tegangan terbesar adalah pada daerah kokpit pada tumpuan aki yang dapat ditunjukkan dengan warna merah. Tegangan ekivalen terbesar yang terjadi adalah sebesar 91.972 Mpa.

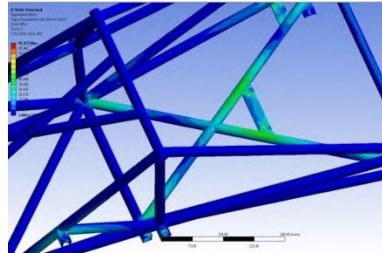
Dari data tersebut dapat dilakukan penghitungan safety factor yang terjadi dengan cara membagi tegangan yield dengan tegangan ekivalen yang terjadi pada saat akselerasi, sehingga didapatkan safety factor sebesar 2.32.

Dari hasil di atas dapat diketahui bahwa tegangan ekivalen yang terjadi pada chassis baru lebih kecil dibandingkan dengan chassis sebelumnya. Pada desain chassis baru juga memiliki safety factor yang lebih besar jika dibandingkan dengan chassis sebelumnya. Akan tetapi jika dilihat pada daerah yang terkena tegangan ekivalen terbesar pada chassis sebelumnya bukan terjadi pada struktur chassis, melainkan pada tumpuan bebannya.

Perbandingan tegangan ekivalen terbesar yang terjadi pada chassis baru dan lama dapat dilihat pada gambar di bawah ini.



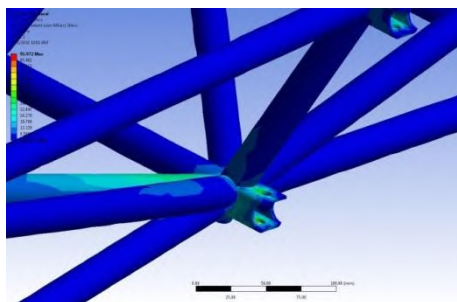
Chassis lama



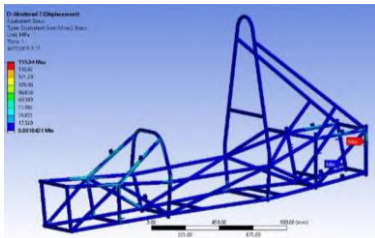
Chassis Baru

Gambar 4.32 perbandingan tegangan terbesar yang terjadi pada saat akselerasi

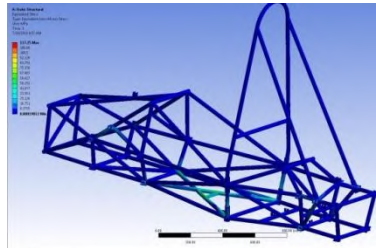
Dari gambar di atas dapat dilihat bahwa tegangan terbesar yang terjadi pada chassis lama adalah pada tumpuan yaitu sebesar 155.94 Mpa dan sementara tegangan terbesar yang terjadi pada chassis baru adalah pada struktur kokpit sebesar 91.972 Mpa. Hal ini disebabkan pada desain chassis baru menggunakan tumpuan segiempat sehingga lebih kuat jika dibandingkan dengan tumpuan pada desain chassis sebelumnya yang hanya menggunakan plat. Sehingga defleksi dan tegangan ekivalen terbesar terjadi pada struktur chassis dan bukan pada tumpuan beban sehingga desain chassis baru memiliki tegangan ekivalen yang lebih kecil dibandingkan dengan desain chassis sebelumnya.



Gambar 3.33 Bentuk tumpuan arm pada desain chassis baru



chassis lama



chassis baru

Gambar 3.34 Perbandingan tegangan pada kokpit desain chassis lama dan baru

Gambar di atas adalah perbandingan tegangan yang terjadi pada struktur kokpit antara chassis lama dan baru. Pada gambar di atas dapat dilihat bahwa tegangan yang terjadi pada struktur kokpit chassis lama adalah 17.329 MPa sedangkan pada chassis baru sebesar 52.553 MPa.

Dari pembahasan di atas dapat disimpulkan tegangan tegangan yang terjadi baik pada desain chassis lama dan baru sebagai berikut ini:

Tabel 4.6 Perbandingan tegangan tegangan yang terjadi pada saat akselerasi

	Sapuangan speed 3	Chassis baru
Material chassis	Steel	Aluminium
Yield	349.30 Mpa	214 Mpa
Tegangan ekuivalen pada struktur kokpit	17.320 Mpa	92.911 Mpa

Tegangan ekuivalen pada tumpuan arm	155.94 Mpa	53.093 Mpa
Tegangan ekuivalen terbesar	155.94 Mpa (pada plat tumpuan arm)	92.911 Mpa (pada struktur chassis bagian kokpit)
Safety factor terkecil	2.24	2.31

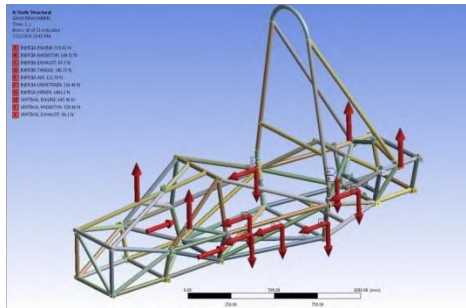
4.6.2 Akibat pengereman

Untuk mengetahui kekuatan chassis akibat pengereman maka dilakukan perhitungan beban beban yang terjadi saat melakukan pengereman. Pembebanan tersebut antara lain adalah pembebanan akibat inersia dari beban beban yang bertumpu pada chassis meliputi engine, drivetrain, radiator, exhaust, tangki, aki, dan pengendara. Selain itu adalah beban vertical akibat adanya gravitasi, gaya pengereman yang dilakukan oleh brake calliper, dan longitudinal transfer load.

Pemberian beban tersebut disesuaikan dengan tumpuan masing masing beban. Beban engine diberikan pada tumpuan I, beban drivetrain diberikan pada tumpuan J, beban exhaust diberikan pada tumpuan K, beban radiator diberikan pada tumpuan C, tumpuan tangki diberikan pada tumpuan E, beban aki diberikan pada tumpuan D, beban pengendara diberikan pada tumpuan F, dan beban chassis diberikan pada keseluruhan struktur chassis. Beban-beban tersebut diletakkan pada center of gravity masing masing beban. Sedangkan arah gaya dari beban-beban tersebut adalah ke arah sumbu z untuk beban inersia dan ke arah sumbu y negative untuk beban akibat gravitasi. Sedangkan untuk gaya pengereman diberikan pada tumpuan arm depan dengan arah gaya pada sumbu z negatif.

Sedangkan constrain (fixed point) diberikan pada tumpuan arm depan (tumpuan A kanan dan kiri) dan arm belakang (tumpuan G kanan dan kiri).

Berikut ini merupakan proses pemberian beban pada chassis dan constrain (fixed point) akibat pengereman sebagai berikut:



Gambar 4.35 Pemberian beban pada chassis dan constrain akibat pengereman

Berikut ini merupakan contoh perhitungan beban-beban yang terjadi pada saat akselerasi sebagai berikut:

- Perhitungan gaya berat (akibat gravitasi)

Pada contoh perhitungan gaya berat diambil dari beban engine dengan massa 33 kg. Untuk menghitung gaya berat engine dilakukan dengan menggunakan persamaan 2.4.

$$F_{engine} = m_{engine} \times g$$

$$F_{engine} = 33 \text{ Kg} \times 9.81 \text{ m/s}^2$$

$$F_{engine} = 323.73 \text{ N}$$

- Perhitungan gaya inersia (akibat perlambatan)

Pada contoh perhitungan gaya inersia diambil dari beban engine dengan massa 33 kg. Untuk menghitung gaya inersia engine dilakukan menggunakan persamaan 2.14.

$$F_{engine} = m_{engine} \times a$$

$$F_{engine} = 33 \text{ Kg} \times 8.77 \text{ m/s}^2$$

$$F_{engine} = 289.41 \text{ N}$$

Pada perhitungan gaya inersia akibat akselerasi dilakukan pengalihan dengan factor pengali (safety factor) dengan nilai 2, sehingga besar gaya inersia menjadi,

$$F_{engine} = 289.41 \text{ N} \times 2$$

$$F_{engine} = 578.82 \text{ N}$$

- Perhitungan gaya pengereman

Pada perhitungan gaya pengereman, digunakan nilai perlambatan yang dihasilkan pada mobil sapuangin speed pada event brake test formula sae japan dengan nilai perlambatan sebesar 8.77 m/s^2 dengan menggunakan persamaan 2.5 sebagai berikut:

$$F_t = m_{total} \times a$$

$$F_t = 280 \text{ Kg} \times 8.77 \text{ m/s}^2$$

$$F_t = 2455.6 \text{ N}$$

Pada perhitungan gaya dorong pada saat akselerasi dilakukan pengalihan dengan factor pengali (safety factor) dengan nilai 2, sehingga besar gaya dorong menjadi,

$$F_t = 2455.6 \text{ N} \times 2$$

$$F_t = 4911.2 \text{ N}$$

- Perhitungan longitudinal transfer load

Perhitungan longitudinal transfer load dilakukan dengan asumsi titik berat kendaraan berada di tengah tengah chassis. Perhitungan dilakukan sesuai dengan rumus 2.21 dan 2.22 sebagai berikut:

$$F_{z2,3} = \left(\frac{L_f}{L} \times W_t \right) + \left(\frac{1}{2} \times \frac{M_p}{L} \right)$$

$$F_{z2,3} = \left(\frac{1}{2} \times \frac{L_f}{L} \times W_t \right) + \left(\frac{1}{2} \times \frac{m_{total} \times a \times h_r}{L} \right)$$

$$F_{z2,3} = \left(\frac{1}{2} \times \frac{1}{2} \times 2746.8 \right) + \left(\frac{1}{2} \times \frac{280 \times 8.77 \times 0.17}{1.58} \right)$$

$$F_{z2,3} = 686.7 + 132.10$$

$$F_{z2,3} = 818.80 \text{ N}$$

Pada perhitungan longitudinal transfer load pada saat akselerasi dilakukan pengalihan dengan factor pengali (safety factor) dengan nilai 2, sehingga besar gaya dorong menjadi,

$$F_z = 818.80 \times 2$$

$$F_z = 1637.61 \text{ N}$$

Berikut ini merupakan tabel hasil perhitungan beban saat pengereman sebagai berikut:

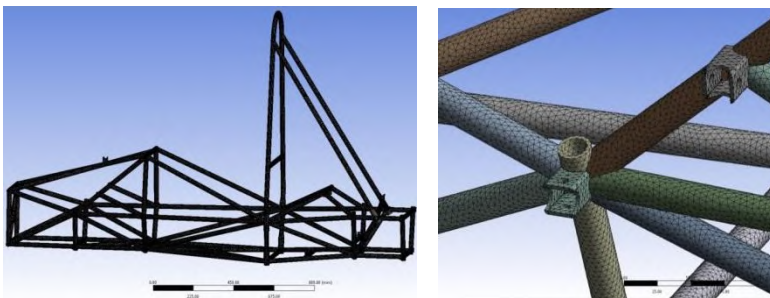
Tabel 4.7 Hasil perhitungan beban saat pengereman

N o	Beban	Mass a (Kg)	Berat (N)	Inersi a (N)	Pengerem an (N)	Longitudin al transfer load (N)
1	Chassis	35	686.7	613.9	4911.2	1637.61
2	Engine	33	647.4 6	578.8 2		
3	Radiator	8	156.9 6	140.3 2		
4	Exhaust	5	98.1	87.7		

5	Tangki	8	156.9 6	140.3 2		
6	Aki	7	137.3 4	122.7 8		
7	Drivetrain	12	235.4 4	210.4 8		
8	Driver	80	1569. 6	1403. 2		

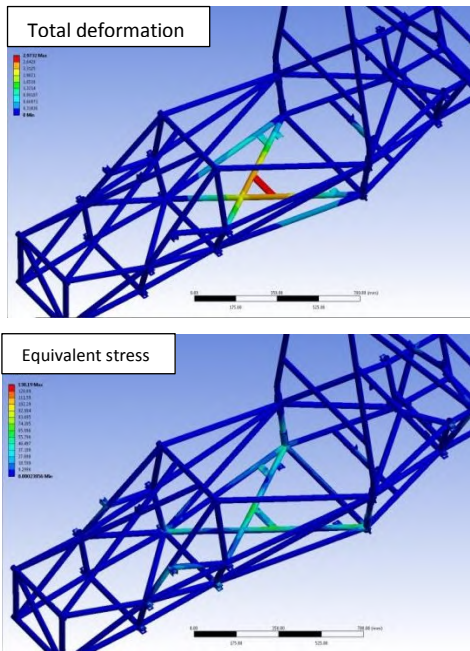
Sebelum melakukan simulasi pembebanan pengereman pada software Ansys maka perlu dilakukan proses meshing. Meshing merupakan pemecahan geometri chassis menjadi bagian bagian kecil. Dalam proses meshing digunakan bentuk tetrahedron dan menghasilkan elemen sebanyak 708253 dan nodes sebanyak 1426092.

Berikut ini merupakan chassis yang telah dilakukan meshing sebagai berikut:



Gambar 4.36 Proses meshing pada desain chassis

Setelah proses meshing selesai maka simulasi dapat dilakukan. Berikut ini merupakan hasil simulasi dengan pembebanan saat pengereman sebagai berikut:



Gambar 4.37 Hasil simulasi dengan pembebanan saat pengereman

Gambar 4.32 di atas merupakan hasil simulasi dengan pembebanan saat pengereman. Gambar pertama menunjukkan deformasi yang terjadi pada chassis. Pada gambar dapat diketahui bahwa besar defleksi terbesar yang terjadi adalah sebesar 2.9732 mm. Defleksi terbesar terjadi pada tumpuan pengendara yang dapat ditunjukkan pada pada gambar di atas dengan warna merah.

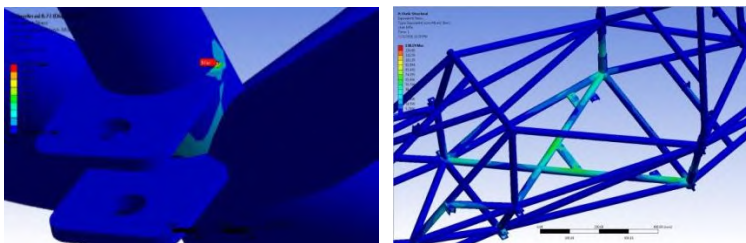
Sedangkan pada gambar kedua merupakan tegangan ekivalen yang terjadi pada chassis saat diberikan pembebanan pengereman. Dari gambar tersebut dapat diketahui bahwa daerah yang mengalami tegangan terbesar adalah pada daerah kokpit

pada tumpuan aki yang dapat ditunjukkan dengan warna merah. Tegangan ekivalen terbesar yang terjadi adalah sebesar 130.19Mpa.

Dari data tersebut dapat dilakukan penghitungan safety factor yang terjadi dengan cara membagi tegangan yield dengan tegangan ekivalen yang terjadi pada saat pengereman, sehingga didapatkan safety factor sebesar 1.64.

Dari hasil di atas dapat diketahui bahwa tegangan ekivalen yang terjadi pada chassis baru lebih kecil dibandingkan dengan chassis sebelumnya. Pada desain chassis baru juga memiliki safety factor yang lebih besar jika dibandingkan dengan chassis sebelumnya. Akan tetapi jika dilihat pada daerah yang terkena tegangan ekivalen terbesar pada chassis sebelumnya bukan terjadi pada struktur chassis, melainkan pada tumpuan bebannya.

Perbandingan tegangan ekivalen terbesar yang terjadi pada chassis baru dan sebelumnya dapat dilihat pada gambar di bawah ini.



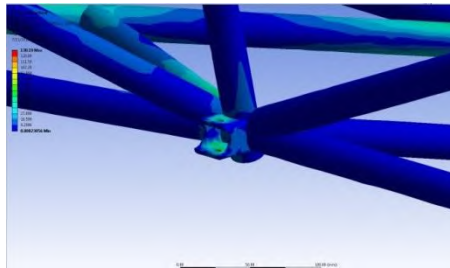
Chassis sebelumnya

Chassis baru

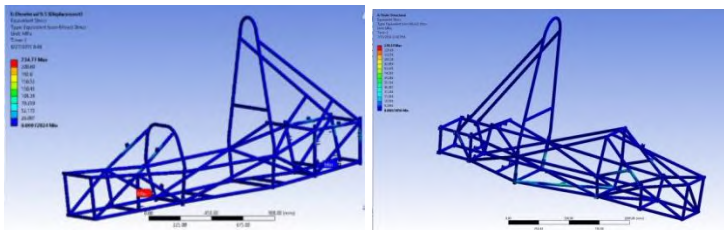
Gambar 4.38 perbandingan tegangan terbesar yang terjadi pada saat pengereman

Dari gambar di atas dapat dilihat bahwa tegangan terbesar yang terjadi pada chassis lama adalah pada tumpuan yaitu sebesar 232.67 Mpa dan sementara tegangan terbesar yang terjadi pada chassis baru adalah pada struktur kokpit sebesar 104.90 Mpa. Hal

ini disebabkan pada desain chassis baru menggunakan tumpuan segiempat sehingga lebih kuat jika dibandingkan dengan tumpuan pada desain chassis sebelumnya yang hanya menggunakan plat. Sehingga defleksi dan tegangan ekuivalen terbesar terjadi pada struktur chassis dan bukan pada tumpuan beban sehingga desain chassis baru memiliki tegangan ekuivalen yang lebih kecil dibandingkan dengan desain chassis sebelumnya.



Gambar 3.39 Bentuk tumpuan arm pada desain chassis baru



Chassis sebelumnya

chassis baru

Gambar 3.40 Perbandingan tegangan pada kokpit desain chassis lama dan baru

Gambar di atas adalah perbandingan tegangan yang terjadi pada struktur kokpit antara chassis lama dan baru. Pada gambar di atas dapat dilihat bahwa tegangan yang terjadi pada struktur kokpit chassis lama adalah 26.087 MPa sedangkan pada chassis baru sebesar 130.19 MPa.

Dari pembahasan di atas dapat disimpulkan tegangan tegangan yang terjadi baik pada desain chassis lama dan baru sebagai berikut ini:

Tabel 4.8 Perbandingan tegangan tegangan yang terjadi pada saat pengereman

	Sapuangan speed 3	Chassis baru
Material chassis	Steel	Aluminium
Yield	349.30 Mpa	214 Mpa
Tegangan ekivalen pada struktur kokpit	26.087 MPa	132.67 MPa
Tegangan ekivalen pada tumpuan arm	232.67 MPa	75.814 MPa
Tegangan ekivalen terbesar	232.67 MPa (pada plat tumpuan arm)	132.67 MPa (pada struktur chassis bagian kokpit)
Safety factor terkecil	1.50	1.61

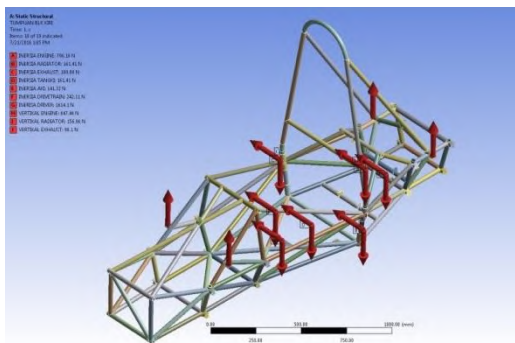
4.6.3 Akibat Belok

Untuk mengetahui kekuatan chassis akibat belok maka dilakukan perhitungan beban beban yang terjadi saat berebelok. Pembebanan tersebut antara lain adalah pembebanan akibat inersia dari beban beban yang bertumpu pada chassis meliputi engine, drivetrain, radiator, exhaust, tangki, aki, dan pengendara. Selain itu adalah beban vertical akibat adanya gravitasi dan lateral transfer load.

Pemberian beban tersebut disesuaikan dengan tumpuan masing masing beban. Beban engine diberikan pada tumpuan I, beban drivetrain diberikan pada tumpuan J, beban exhaust diberikan pada tumpuan K, beban radiator diberikan pada tumpuan C, tumpuan tangki diberikan pada tumpuan E, beban aki diberikan pada tumpuan D, beban pengendara diberikan pada tumpuan F, dan beban chassis diberikan pada keseluruhan struktur chassis. Beban-beban tersebut diletakkan pada center of gravity masing masing beban. Sedangkan arah gaya dari beban-beban tersebut adalah kearah sumbu x untuk beban inersia dan kearah sumbu y negative untuk beban akibat gravitasi. Sedangkan untuk lateral transfer load diberikan pada tumpuan suspensi depan dan belakang pada salah satu sisi.

Sedangkan constrain (fixed point) diberikan pada tumpuan arm depan (tumpuan A kanan dan kiri) dan arm belakang (tumpuan G kanan dan kiri).

Berikut ini merupakan proses pemberian beban pada chassis dan constrain (fixed point) akibat belok sebagai berikut:



Gambar 4.41 Pemberian beban pada chassis dan constrain akibat belok

Berikut ini merupakan contoh perhitungan beban-beban yang terjadi pada saat belok sebagai berikut:

- Perhitungan gaya berat (akibat gravitasi)

Pada contoh perhitungan gaya berat diambil dari beban engine dengan massa 33 kg. Untuk menghitung gaya berat engine dilakukan dengan menggunakan persamaan 2.4.

$$F_{engine} = m_{engine} \times g$$

$$F_{engine} = 33 \text{ Kg} \times 9.81 \text{ m/s}^2$$

$$F_{engine} = 323.73 \text{ N}$$

- Perhitungan gaya inersia (akibat sentrifugal)

Pada contoh perhitungan gaya inersia diambil dari beban engine dengan massa 33 kg. Untuk menghitung gaya inersia engine dilakukan menggunakan persamaan 2.8.

$$F_{engine} = m_{engine} \times a$$

$$F_{engine} = 33 \text{ Kg} \times 10.088 \text{ m/s}^2$$

$$F_{engine} = 332.90 \text{ N}$$

Pada perhitungan gaya inersia akibat akselerasi dilakukan pengalihan dengan factor pengali (safety factor) dengan nilai 2, sehingga besar gaya inersia menjadi,

$$F_{engine} = 332.90 \text{ N} \times 2$$

$$F_{engine} = 665.80 \text{ N}$$

- Perhitungan lateral transfer load

Perhitungan erallat transfer load dilakukan dengan asumsi titik berat kendaraan berada di tengah tengah chassis. Perhitungan dilakukan sesuai dengan rumus 2.11 dan 2.12 sebagai berikut:

$$F_{z3} = \frac{L_r}{2L} W + \frac{F_{cfy} \cdot h_{gf}}{t_f} + \frac{M_{gf}}{t_f} + \frac{(F_{cx} - R_a) \cdot h_{gf}}{2L} + \frac{M_p}{2L}$$

$$F_{z3} = 968.45 \text{ N}$$

$$F_{z4} = \frac{L_f}{2L} W + \frac{F_{cry} \cdot h_{gr}}{t_r} + \frac{M_{gr}}{t_r} - \frac{(F_{cx} - R_a) \cdot h_{gr}}{2L} - \frac{M_p}{2L}$$

$$F_{z4} = 914.89 \text{ N}$$

Pada perhitungan longitudinal transfer load pada saat akselerasi dilakukan pengalihan dengan factor pengali (safety factor) dengan nilai 2, sehingga besar gaya dorong menjadi,

$$F_{z3} = 968.45 \text{ N} \times 2$$

$$F_{z3} = 1936.9 \text{ N}$$

$$F_{z4} = 914.89 \text{ N} \times 2$$

$$F_{z4} = 1829.78 \text{ N}$$

Berikut ini merupakan tabel hasil perhitungan beban saat pengereman sebagai berikut:

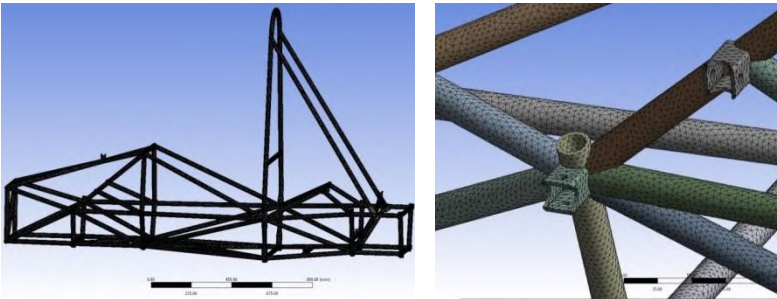
Tabel 4.9 Hasil perhitungan beban saat belok

No	Beban	Massa (Kg)	Berat (N)	Inersia (N)	Lateral transfer load (N)
1	Chassis	35	686.7	706.16	$F_{z3}=1936.9 \text{ N}$ $F_{z4}=1829.78 \text{ N}$
2	Engine	33	647.46	665.808	
3	Radiator	8	156.96	161.408	
4	Exhaust	5	98.1	100.88	
5	Tangki	8	156.96	161.408	
6	Aki	7	137.34	141.232	
7	Drivetrain	12	235.44	242.112	

8	Driver	80	1569.6	1614.08	
---	--------	----	--------	---------	--

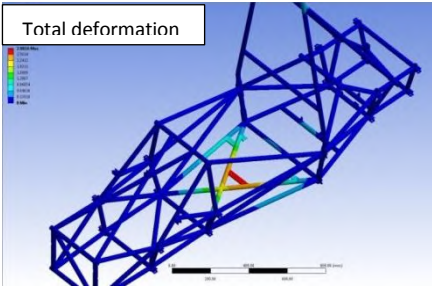
Sebelum melakukan simulasi pembebanan akibat belok maka perlu dilakukan proses meshing. Meshing merupakan pemecahan geometri chassis menjadi bagian bagian kecil. Dalam proses meshing digunakan bentuk tetrahedron dan menghasilkan elemen sebanyak 124309 dan nodes sebanyak 254502.

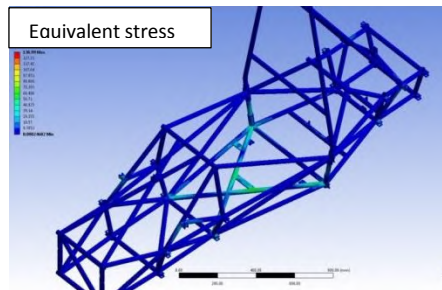
Berikut ini merupakan chassis yang telah dilakukan meshing sebagai berikut:



Gambar 4.42 Proses meshing pada desain chassis

Setelah proses meshing dilakukan maka simulasi dapat dilakukan. Berikut ini merupakan hasil simulasi dengan pembebanan saat belok sebagai berikut:





Gambar 4.43 Hasil simulasi dengan pembebanan saat belok

Gambar 4.43 di atas merupakan hasil simulasi dengan pembebanan saat belok. Gambar pertama menunjukkan deformasi yang terjadi pada chassis. Pada gambar dapat diketahui bahwa besar defleksi terbesar yang terjadi adalah sebesar 2.8816 mm. Defleksi terbesar terjadi pada tumpuan pengendara yang dapat ditunjukkan pada gambar di atas dengan warna merah.

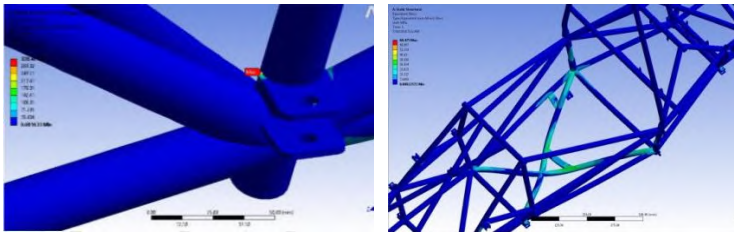
Sedangkan pada gambar kedua merupakan tegangan ekuivalen yang terjadi pada chassis saat diberikan pembebanan belok. Dari gambar tersebut dapat diketahui bahwa daerah yang mengalami tegangan terbesar adalah pada daerah kokpit pada tumpuan aki yang dapat ditunjukkan dengan warna merah. Tegangan ekuivalen terbesar yang terjadi adalah sebesar 136.99 Mpa.

Dari data tersebut dapat dilakukan penghitungan safety factor yang terjadi dengan cara membagi tegangan yield dengan tegangan ekuivalen yang terjadi pada saat pengereman, sehingga didapatkan safety factor sebesar 1.56.

Dari hasil di atas dapat diketahui bahwa tegangan ekuivalen yang terjadi pada chassis baru lebih kecil dibandingkan dengan chassis sebelumnya. Pada desain chassis baru juga memiliki safety factor yang lebih besar jika dibandingkan dengan chassis sebelumnya. Akan tetapi jika dilihat pada daerah yang

terkena tegangan ekivalen terbesar pada chassis sebelumnya bukan terjadi pada struktur chassis, melainkan pada tumpuan bebannya.

Perbandingan tegangan ekivalen yang terjadi pada chassis baru dan sebelumnya dapat dilihat pada gambar di bawah ini.

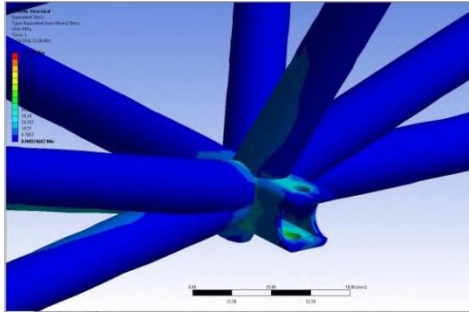


Chassis sebelumnya

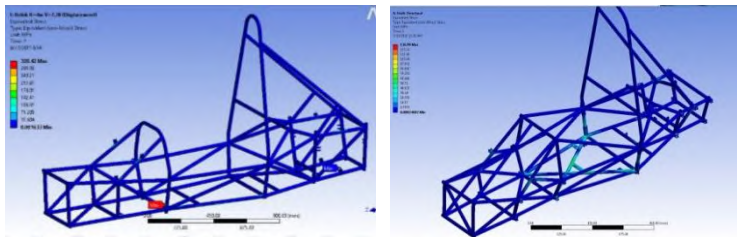
Chassis baru

Gambar 4.44 perbandingan tegangan yang terjadi pada saat belok

Dari gambar di atas dapat dilihat bahwa tegangan terbesar yang terjadi pada chassis lama adalah pada tumpuan yaitu sebesar 320.42 Mpa dan sementara tegangan terbesar yang terjadi pada chassis baru adalah pada struktur kokpit sebesar 136.99 Mpa. Hal ini disebabkan pada desain chassis baru menggunakan tumpuan segiempat sehingga lebih kuat jika dibandingkan dengan tumpuan pada desain chassis sebelumnya yang hanya menggunakan plat. Sehingga defleksi dan tegangan ekivalen terbesar terjadi pada struktur chassis dan bukan pada tumpuan beban sehingga desain chassis baru memiliki tegangan ekivalen yang lebih kecil dibandingkan dengan desain chassis sebelumnya.



Gambar 4.45 Bentuk tumpuan arm pada desain chassis baru



chassis lama

chassis baru

Gambar 4.46 Perbandingan tegangan pada kokpit desain chassis lama dan baru

Gambar di atas adalah perbandingan tegangan yang terjadi pada struktur kokpit antara chassis lama dan baru. Pada gambar di atas dapat dilihat bahwa tegangan yang terjadi pada struktur kokpit chassis lama adalah 35.06 MPa sedangkan pada chassis baru sebesar 136.99 MPa.

Dari pembahasan di atas dapat disimpulkan tegangan yang terjadi baik pada desain chassis lama dan baru sebagai berikut ini:

Tabel 4.10 Perbandingan tegangan tegangan yang terjadi pada saat belok

	Sapuangin speed 3	Chassis baru
Material chassis	Steel	Aluminium
Yield	349.30 Mpa	214 Mpa
Tegangan ekivalen pada struktur kokpit	35.06 MPa	138.71 MPa
Tegangan ekivalen pada tumpuan arm	320..42 MPa	69.352 MPa
Tegangan ekivalen terbesar	320.42 MPa (pada plat tumpuan arm)	138.71 MPa (pada struktur chassis bagian kokpit)
Safety factor terkecil	1.09	1.54

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

Dalam bab 5 ini akan dijelaskan mengenai kesimpulan dan saran yang didapatkan pada penulisan tugas akhir ini agar penelitian selanjutnya bisa menjadi lebih baik.

5.1 Kesimpulan

Adapun kesimpulan pada tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Desain chassis menggunakan material alumunium memiliki berat yang lebih ringan dari chassis sebelumnya yaitu 22 Kg. Presentasi berat chassis adalah 62.8 % dari sebelumnya (35 Kg). Selain itu desain chassis telah memenuhi aturan yang tertuang pada *alternative frame rule* dalam aturan formula sae internasional. Desain chassis baru memiliki torsional rigidity yang lebih baik dari chassis sebelumnya. Hasil simulasi torsional rigidity chassis baru adalah 1359.718 Nm/deg.
2. Hasil simulasi chassis dalam menerima pembebanan akselerasi, pengereman, dan belok menggunakan software Ansys Static Structural adalah sebagai berikut:
 - a. Pada simulasi chassis dengan pembebanan saat akselerasi didapatkan tegangan ekivalen sebesar 91.972 Mpa dan safety factor terkecil sebesar 2.32
 - b. Pada simulasi chassis dengan pembebanan saat pengereman didapatkan tegangan ekivalen sebesar 130.19 Mpa dan safety factor terkecil sebesar 1.64
 - c. Pada simulasi chassis dengan pembebanan saat belok didapatkan tegangan ekivalen sebesar 136.99 Mpa dan safety factor terkecil sebesar 1.56

3. Desain chassis baru dengan menggunakan material aluminium ini sudah memenuhi aturan yang tertuang dalam alternative frame rule pada rule formula sae internasional. Selain itu desain chassis memiliki torsional rigidity yang lebih baik dari sebelumnya, dan juga aman saat diberikan beban baik statis maupun dinamis.

5.2 Saran

Adapun saran pada tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Gambar desain chassis yang akan disimulasikan pada software Ansys harus dipastikan terlebih dahulu apakah sudah bisa terbaca dengan baik oleh software sehingga gambar tidak rusak saat disimulasikan. Selain itu proses meshing bisa dilakukan dengan menambahkan jumlah elemen dan nodes menjadi lebih banyak sehingga hasil simulasi menjadi lebih akurat.
2. Perhitungan beban harus dilakukan dengan teliti agar proses simulasi tidak dilakukan berulang ulang.

DAFTAR PUSTAKA

Adhim, Muhammad Fadlil. 2014. **Analisa Struktural Performa Chassis Sapuangin Speed 2013**. Surabaya : Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Institut Teknologi Sepuluh Nopember *Team Sapuangin*.
2014.**Sapuangin Speed Design Report**. Surabaya.

Ravinder, Pal Singh. 2010. **Structural Performance Analysis of Formula SAE Car**. India : *Department of Mechanical Engineering, Chitkara Institute of Engineering and Technology*.

SAE International. **2016 Formula SAE Rules. USA**.

Sonief, A. As'ad. 2003. **Diktat Metode Elemen Hingga**. Malang : Jurusan Teknik Mesin Universitas Brawijaya.

Sutantra, I Nyoman. 2010. **Teknologi Otomotif : Teori dan Aplikasi**. Surabaya : Guna Widya.

Zakky, Mohammad.2015.**Simulasi Kekuatan dan Torsional Chassis Sapuangin Speed 2015**. Surabaya : Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Halaman ini sengaja dikosongkan

BIOGRAFI PENULIS



Fatih Nurudin dilahirkan di Kebumen, 19 Juni 1994 yang merupakan anak pertama dari 3 bersaudara.

Penulis telah menempuh pendidikan Sekolah Dasar di SD Negeri 1 sugih Waras (2000-2006). Sekolah Menengah Pertama di SMP Negeri 1 Kebumen (2006- 2009). Sekolah Menengah Atas di SMA Negeri 1 Kebumen (2009-2012). Penulis melanjutkan pendidikan di jurusan Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya sebagai mahasiswa S1 (2012-2016).

Selama 4 tahun menempuh pendidikan di Teknik Mesin ITS, penulis banyak mengikuti kegiatan dan organisasi mahasiswa yang ada di Teknik Mesin ITS. Pada tahun kedua hingga tahun ke empat penulis menjadi pengurus Lembaga Bengkel Mahasiswa Mesin ITS sebagai kabiro service marketing pada divisi kewirausahaan LBMM. Pada tahun ketiga penulis menjadi staff LBMM dan juga anggota ITS Team Sapuangan sebagai ketua divisi electrical. Pada tahun keempat menjadi Captain Formula SAE Japan ITS team Sapuangan 2016. Selama menjadi anggota tim sapuangan penulis telah memperoleh beberapa gelar baik nasional dan internasional.

Halaman ini sengaja dikosongkan